

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra pružnosti a pevnosti**



**Konstrukční návrh modulárního systému přípravků pro  
dynamické zkoušení materiálů a automobilových konstrukčních  
uzlů**

**Design Concept of the Modular System Tools for Dynamic  
Testing of Materials and Cars Design Nodes**

**Student: Bc. Josef Sedlák**

**Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Fusek, Ph.D**

**Ostrava 2010**

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra pružnosti a pevnosti

## **Zadání diplomové práce**

Student: **Bc. Josef Sedlák**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika

Téma: **Konstrukční návrh modulárního systému přípravků pro dynamické zkoušení materiálů a automobilových konstrukčních uzlů**

**Design Concept of the Modular System Tools for Dynamic Testing of Materials and Cars Design Nodes**

Zásady pro vypracování:

1. Ideový návrh modulárního systému pro uchycení a zatěžování vybraných automobilových konstrukčních uzlů.
2. Tvorba výkresové dokumentace.
3. Napětově deformační analýza.
4. Experimentální ověření modulárního systému.
5. Zhodnocení dosažených výsledků.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Němec, J., Dvořák, J., Höschl, C.: Pružnost a pevnost ve strojírenství, Technický průvodce 69, SNTL, Brno, 1989.
- [2] Lenert, J.: Úvod do metody konečných prvků, VŠB – TU Ostrava, 1999, ISBN 80 – 7078 – 686 – 8
- [3] Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L.: The Finite Element Method (Volume 1) , Butterworth-Heinemann, Oxford 2000, ISBN 0-7506-5049-4
- [4] Macura, P.: Experimentální metody v pružnosti a plasticitě, VŠB – TU Ostrava, 2001, ISBN 80-7078-934-4

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Martin Fusek, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



---

prof. Ing. Jan Fuxa, CSc.  
*vedoucí katedry*



---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
*děkan fakulty*

Tímto chci poděkovat panu Ing. Martinovi Fuskovi, Ph.D. a kolektivu spolupracovníků katedry 632, Ústav progresivních technologií pro automobilový průmysl VŠB TU – Ostrava. Díky jejich technickým možnostem, užitečným radám a doporučení výrazně přispěly ke vzniku této práce.

Josef Sedlák



## **PROHLÁŠENÍ STUDENTA**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: .....

.....

podpis studenta

## Prohlašuji, že

- ü byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- ü beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- ü souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- ü bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- ü bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- ü beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Josef Sedlák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Kudlovice 241, 687 03

V Ostravě: .....

.....

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

Bc. Josef Sedlák, *Konstrukční návrh modulárního systému přípravků pro dynamické zkoušení materiálů a automobilových konstrukčních uzlů*. Ostrava: Katedra pružnosti a pevnosti – 339, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010. Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Fusek, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá vytvořením nového rámu pro vybrané konstrukční uzly. Dalším zájmem práce bylo vytvoření ideového návrhu modulárního systému pro dynamickou simulaci provozního zatížení nově vzniklého automobilu. K vývoji a výpočtům bylo využito počítačového modelování, konkrétně metoda konečných prvků. Bylo provedeno několik variant návrhů nového rámu automobilu. Pro výslednou vyhovující variantu rámu nového automobilu (označení RVS) jsou v práci uvedeny výsledky výpočtů pro kontrolu z hlediska pevnosti a tuhosti. V práci jsou dále uváděny dva ideové modulární systémy. První je pro testování tuhosti rámu a druhý je pro provádění laboratorních pevnostních a životnostních zkoušek. U obou modulárních systémů byly provedeny pevnostní kontroly vybraných kritických navrhovaných dílů.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

Bc. Josef Sedlák, *Design Concept of the Modular System Tools for Dynamic Testing of Materials and Cars Design Nodes*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics of Materials - 339, 2008. Supervisor: Ing. Martin Fusek, Ph.D

This diploma thesis deals with creating the new frame for the selected design nodes. Next interest of this work is creating a conceptual design for modular dynamic simulation of the operational load of the newly created car. For the development and calculations were used computer modeling, concretely the finite element method. There have been done several proposals of the new car frame. For satisfactory final variant of frame of a new car (sign RVS) there are documented the results of calculations for the control of strength and stiffness. The diploma thesis also featured two ideological modular systems. The first system is for testing stiffness of frame and the second is for laboratory tests of strength and endurance. For both modular systems have been done strenght checks of selected critical parts.

# Obsah

Seznam obrázků .....	12
Seznam tabulek.....	17
Seznam použitého značení .....	18
<b>1. ÚVOD.....</b>	<b>20</b>
<b>2. ZADAVATEL.....</b>	<b>21</b>
2.1. Laboratoř technologie stavby automobilů .....	21
2.2. Laboratoř testování automobilů .....	21
2.2.1. Pracoviště pro testování motorů .....	21
2.2.2. Pracoviště pro dynamické testování konstrukčních uzlů a automobilů .....	22
<b>3. ZKUŠEBNICTVÍ AUTOMOBILŮ.....</b>	<b>23</b>
3.1. Úvod a historie .....	23
3.2. Podmínky provádění zkoušek .....	24
3.3. Dynamické zkušebny s EH systémy ve světě a v České republice .....	25
3.4. Druhy zkoušek .....	26
3.4.1. Provozní zkoušky (jízdní) .....	26
3.4.2. Laboratorní zkoušky vozidel .....	27
3.4.2.1. Postup simulování pomocí naměřených dat .....	28
3.4.2.2. Válce používané pro laboratorní zkoušení .....	28
3.5. Druhy používaných laboratorních zkušebních stavů: .....	29
3.5.1. Čtyřkanálový vertikální simulátor vozovky.....	29
3.5.2. Dvanáctikanálový simulátor vozovky.....	30
3.5.3. Čtrnáctikanálový vertikální simulátor vozovky .....	31
3.5.4. Čtyřkanálový simulátor vozovky pro zkoušení jednotlivé nápravy .....	32
3.6. Zkoušky tlumičů.....	33
3.7. Příklady různých zařízení pro životnostní zkoušky: .....	34

<b>4. VYBRANÉ AUTOMOBILOVÉ KONSTRUKČNÍ UZLY PRO ZKOUŠENÍ .....</b>	<b>36</b>
4.1. Technické informace o automobilu HYUNDAI i30. ....	38
4.2. Zachované díly (vlastnosti) HYUNDAI i30 pro nový automobil.....	39
4.2.1. Kotoučové brzdy.....	39
4.2.2. Motor 1.6 CVVT .....	39
4.2.3. Stabilita řízení pro bezpečnost .....	39
4.2.4. Světlomety .....	40
4.2.5. Přístrojová deska .....	40
4.2.6. Přední podvozkové platformy HYUNDAI i30 .....	40
<b>5. STANOVENÍ ZATÍŽENÍ PRO ŽIVOTNOSTNÍ ZKOUŠKY NOVÉHO VOZIDLA ....</b>	<b>42</b>
5.1. Výpočet sil s konstantní amplitudou.....	42
5.1.1. Součinitel adheze $\varphi$ .....	43
5.1.2. Výpočet sil na nápravu pomocí brzdných vlastností.....	44
5.1.3. Vstupní data pro výpočet sil pro nový automobil.....	47
5.1.4. Výpočet sil působící na nápravy: .....	47
5.2. Výpočet sil na nápravu pomocí naměřených dat z provozních zkoušek .....	50
5.2.1. Převzaté budící signály.....	51
5.2.2. Výpočet sil pomocí naměřených dat z provozních zkoušek .....	52
5.3. Srovnání vypočtených hodnot sil na jedno kolo.....	53
<b>6. VYTVOŘENÍ RÁMU PRO VYBRANÉ AUTOMOBILOVÉ KONSTRUKČNÍ UZLY. 54</b>	
6.1. Karoserie úvod .....	54
6.2. Dělení karoserie (nástavby) podle vztahu k podvozku .....	54
6.2.1. Samonosná.....	54
6.2.2. Polonosná .....	55
6.2.3. Podvozková .....	55
6.2.4. Druhy podvozkových rámců .....	55
6.3. Výpočet tvarové pevnosti.....	57
6.4. Materiálové charakteristiky.....	58
6.4.1. Oceli.....	58

6.4.2.	Slitiny hliníku .....	58
6.4.3.	TUHÉ .....	59
6.5.	Návrhové řešení rámu pro kompletní podvozkovou platformu .....	60
6.5.1.	Varianta 1 .....	61
6.5.2.	Varianta 2 .....	62
6.5.3.	Varianta 3 .....	63
<b>7.</b>	<b>NÁVRH A VÝPOČET NOVÉHO RÁMU AUTOMOBILU .....</b>	<b>64</b>
7.1.	Požadavky pro vytvoření rámu nového automobilu .....	64
7.1.1.	Požadavky na návrh nového rámu automobilu .....	65
7.1.2.	Rozměry dané geometrií automobilu Hyundai i30 .....	65
7.1.3.	Zjednodušení skutečné nápravnice .....	66
7.1.4.	Zatížení na kolo .....	66
7.2.	Rám varianta výchozí (RVV) .....	67
7.3.	Postupný vývoj nového rámu .....	68
7.4.	Srovnání vlastností a výsledků variant rámu .....	69
7.5.	Rám varianta skutečná (RVS) .....	72
7.5.1.	Numerická modální analýza .....	73
7.5.2.	Statické výpočty .....	75
7.5.2.1.	Zatížení předního kola .....	76
7.5.2.2.	Zatížení na přední kolo model bez plechů .....	79
7.5.2.3.	Zatížení zadního kola .....	83
7.5.2.4.	Zatížení zadní kolo model bez plechů .....	86
7.5.3.	Statické zkoušení od trojnásobku tíhového zrychlení .....	90
7.5.3.1.	Statické zkoušení pomocí zrychlení v ose X .....	90
7.5.3.2.	Statické zkoušení pomocí zrychlení v ose Y .....	92
7.5.3.3.	Statické zkoušení pomocí zrychlení v ose Z .....	94
<b>8.</b>	<b>IDEOVÝ NÁVRH MODULÁRNÍHO SYSTÉMU PRO UCHYCENÍ A ZATĚŽOVÁNÍ VYBRANÝCH AUTOMOBILOVÝCH KONSTRUKČNÍCH UZLŮ .....</b>	<b>96</b>
8.1.	Ideový návrh pro testování tuhosti rámu .....	96
8.1.1.	Složení systému .....	97
8.1.2.	Výpočet nejvíce namáhaných dílů na únavu .....	97

8.2.	Ideový návrh modulárního systému pro simulaci provozního zatížení .....	100
8.2.1.	Výpočet nejvíce namáhaných dílů .....	101
8.2.1.1.	Výpočty pák pomocí metody konečných prvků.....	101
8.2.1.2.	Analýza horní delší páky .....	102
8.2.1.3.	Analýza dolní kratší páky.....	104
8.2.1.4.	Výpočet táhel .....	106
<b>9.</b>	<b>TVORBA VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE.....</b>	<b>107</b>
9.1.	3D model rámu auta varianta RVS.....	107
9.2.	Ideový návrh modulárního systému pro simulaci provozního zatížení .....	109
<b>10.</b>	<b>EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ MODULÁRNÍHO SYSTÉMU .....</b>	<b>110</b>
<b>11.</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>111</b>
<b>12.</b>	<b>CITOVANÁ LITERATURA .....</b>	<b>112</b>
<b>13.</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>114</b>

## Seznam obrázků

Obrázek 1 Fotografie dokumentující vybavení laboratoře technologie stavby automobilů [1].....	21
Obrázek 2 Fotografie dokumentující vybavení pracoviště pro testování motorů [2] .....	22
Obrázek 3 Fotografie dokumentující vybavení pracoviště pro testování motorů [3] .....	22
Obrázek 4 Zkušební areál Tatra.....	27
Obrázek 5 Příklad naměřených dat při provozní zkoušce (amplitudová spektra zrychlení ve svislém směru) aplikované jako zatížení při laboratorních zkouškách.....	27
Obrázek 6 Dynamické zkoušky autobusu SOR [7], Pohled do dynamické zkušebny Škoda – auto a.s. [8] .....	28
Obrázek 7 Schematické znázornění čtyřkanálového simulátoru[4].....	29
Obrázek 8 Jedna z prvních aplikací vícekanálového zatěžovacího systému v České republice: automobil Škoda Favorit na zkušebním standu podniku Inova Praha v průběhu životnostní zkoušky [9] .....	29
Obrázek 9 Schematické znázornění dvanáctikanálového simulátoru [4].....	30
Obrázek 10 Dvanáctikanálový elektrohydraulický systém pro simulaci provozního zatěžování osobních automobilů a měření jejich únavových charakteristik (provedení firmy Shenck) [10], [8] .....	30
Obrázek 11 Dvanáctikanálový elektrohydraulický systém pro zkoušku spolehlivosti a životnosti osobního automobilu (firma Material Testing Systems) [6] .....	31
Obrázek 12 Schematické znázornění čtrnáctikanálového simulátoru [4] .....	31
Obrázek 13 Schematické znázornění čtyřkanálového simulátoru[4].....	32
Obrázek 14 Test přední nápravy Škoda Fabia Combi [8] .....	32
Obrázek 15 Záznam testu tlumičů [4] .....	33
Obrázek 16 Dvoukanálová zkouška stabilizátoru přední nápravy vozu Škoda Fabia [8]...	34
Obrázek 17 Přední pohled na zkušebnu automobilky Mercedes [11] .....	34
Obrázek 18 Testování samotných dílů automobilů Mercedes [11] .....	35
Obrázek 19 Zde se jedná o životnostní testy předních a zadních náprav automobilů Mercedes [11] .....	35
Obrázek 20 Možné Designové návrhy nového automobilu [12].....	37
Obrázek 21 Pohledy na automobil Hyundai i 30 .....	38
Obrázek 23 Vlevo výkonnostní křivka uváděna výrobcem, vpravo foto přípravy montáže motoru na motorovou brzdu v laboratoři testování motorů.....	39



Obrázek 22 Přední kotoučové brzdy s vnitřním chlazením [13] .....	39
Obrázek 24 Ukázka funkce systému EBD [13] .....	39
Obrázek 25 Přední a zadní světlo automobilu Hyundai i30 [14] .....	40
Obrázek 26 Pohled na palubní počítač .....	40
Obrázek 27 Zadní náprava nového automobilu (Laboratoř stavby automobilů) .....	41
Obrázek 28 Předběžné sestavení náprav nového automobilu (Laboratoř stavby automobilů) .....	41
Obrázek 29 Směry sil působících na kolo .....	42
Obrázek 30 Závislosti součinitele adheze [15] .....	44
Obrázek 31 Závislost vzniku aquaplaningu na druhu pneu [15] .....	44
Obrázek 32 Rozměry a znázornění reakčních sil na autě .....	45
Obrázek 33 Kammova adhezní kružnice stabilitní je zelené pole .....	48
Obrázek 34 a) Brzdění v zatáčce, b) Jízda v zatáčce bez brzdění, c) Jízda v přímém směru s brzděním .....	49
Obrázek 35 Testovací trasa, oblast Ostravy – Krásné Pole .....	50
Obrázek 36 Budící signály v ose Z .....	51
Obrázek 37 Budící signály v ose Y .....	51
Obrázek 38 Budící signály v ose X .....	51
Obrázek 39 Druhy rámců vozidel podle ČSN 30 0025 [5] .....	56
Obrázek 40 Kompletní podvozková platforma Hyundai i30 (Foto Laboratoř stavby automobilů) .....	60
Obrázek 41 V1 Celkové posuvy (Maximum 2,162 mm) .....	61
Obrázek 42 V1 Maximální vypočtené redukované napětí je na použitých plošných prvcích a to 207,47 MPa .....	61
Obrázek 43 V2 Celkové posuvy (Maximum 0,928 mm), vlevo detail uchycení motoru ....	62
Obrázek 44 V2 maximální vypočtené redukovaného napětí dle HMH je 105,1 MPa .....	62
Obrázek 45 Vpravo V3 Celkové posuvy (Maximum 0,85 mm), vlevo V3 Vypočtené největší napětí je minimální redukované napětí dle HMH a to -102,86 MPa .....	63
Obrázek 46 Předběžné sestavení náprav nového automobilu (Laboratoř stavby automobilů) .....	64
Obrázek 47 Rozměry podvozkových platform s uvedenými výškami úchytů v mm .....	65
Obrázek 48 Vpravo skutečná nápravnice, vlevo nahrazení pomocí konečnoprvkového modelu .....	66

Obrázek 49 Konečnoprvkový model rámu i nápravnicemi - RVV .....	67
Obrázek 50 RVV 1. vlastní torzní mód při 22,237Hz , 1. vlastní ohybový mód při 28,567Hz .....	68
Obrázek 51 Ukázka vývoje rámu (konečnoprvkové modely) .....	68
Obrázek 52 Konečnoprvkový model rámu i nápravnic – RVS .....	72
Obrázek 53 Konečnoprvkový model rámu s nápravnicemi i s AL plechy – RVS-AL.....	72
Obrázek 54 RVS1. vlastní torzní mód při 24,743 Hz .....	73
Obrázek 55 RVS 1. vlastní ohybový mód při 38,202 Hz.....	73
Obrázek 56 RVS-AL 1. vlastní torzní mód při 34,702 Hz .....	74
Obrázek 57 RVS-AL 1. vlastní ohybový mód při 43,163 Hz .....	74
Obrázek 58 RVS-AL Znázornění zadaného zatížení a okrajových podmínek.....	76
Obrázek 59 RVS-AL Celkové posuvy (maximum 10,6 mm).....	76
Obrázek 60 RVS-AL Průběh redukovaného napětí dle HMM na skořepinových prvcích..	77
Obrázek 61 RVS-AL Průběh osového napětí v prutech .....	77
Obrázek 62 RVS-AL Průběh minimální kombinované napětí v prutech.....	78
Obrázek 63 RVS-AL Průběh maximální kombinované napětí v prutech.....	78
Obrázek 64 RVS Celkové posuvy (maximum 27,572).....	79
Obrázek 65 RVS Průběh redukovaného napětí dle HMM.....	79
Obrázek 66 RVS Průběh osového napětí v prutech.....	80
Obrázek 67 RVS Průběh minimální kombinované napětí v prutech.....	80
Obrázek 68 RVS Průběh minimálního kombinovaného napětí v prutech výběr nad hodnotu -100 MPa .....	81
Obrázek 69 RVS Průběh maximální kombinované napětí v prutech .....	81
Obrázek 70 RVS Průběh maximální kombinované napětí v prutech výběr nad hodnotu 100MPa .....	82
Obrázek 71 RVS Výpočet ztráty stability .....	82
Obrázek 72 RVS-AL znázornění zadaného zatížení a okrajových podmínek .....	83
Obrázek 73 RVS-AL Celkové posuvy (maximum 10,206 mm).....	83
Obrázek 74 RVS-AL Průběh redukovaného napětí dle HMM .....	84
Obrázek 75 RVS-AL Průběh osového napětí v prutech .....	84
Obrázek 76 RVS-AL Průběh minimální kombinované napětí v prutech.....	85
Obrázek 77 RVS-AL Průběh maximální kombinované napětí v prutech.....	85
Obrázek 78 RVS Celkové posuvy (maximální 26,704 mm) .....	86

Obrázek 79 RVS Průběh redukovaného napětí dle HMM.....	86
Obrázek 80 RVS Průběh osového napětí v prutech.....	87
Obrázek 81 RVS Průběh minimální kombinované napětí v prutech.....	87
Obrázek 82 RVS Průběh minimálního kombinovaného napětí v prutech výběr nad hodnotu -100 MPa .....	88
Obrázek 83 RVS Průběh maximální kombinované napětí v prutech .....	88
Obrázek 84 RVS Průběh maximální kombinované napětí v prutech výběr nad hodnotu 100MPa .....	89
Obrázek 85 RVS Výpočet ztráty stability .....	89
Obrázek 86 RVS – AL znázornění zadaného zatížení a okrajových podmínek.....	90
Obrázek 87 RVS – AL Celkové posuvy zobrazené pouze na nosnících .....	90
Obrázek 88 RVS – AL Průběh osového napětí v nosnících.....	91
Obrázek 89 RVS – AL Zobrazení reakcí ve vybraných uchyceních.....	91
Obrázek 90 RVS – AL znázornění zadaného zatížení a okrajových podmínek.....	92
Obrázek 91 RVS – AL Celkové posuvy zobrazené pouze na nosnících .....	92
Obrázek 92 RVS – AL Průběh osového napětí v nosnících.....	93
Obrázek 93 RVS – AL Zobrazení reakcí ve vybraných uchyceních.....	93
Obrázek 94 RVS – AL Znázornění zadaného zatížení a okrajových podmínek .....	94
Obrázek 95 RVS – AL Celkové posuvy zobrazené jen pro nosníky .....	94
Obrázek 96 RVS – AL Zobrazení reakcí ve vybraných uchyceních.....	95
Obrázek 97 Testování tuhosti rámu - vizualizace v programu Inventor.....	96
Obrázek 98 Kříž - Znázornění zatížení a okrajových podmínek .....	97
Obrázek 99 Únavová křivka materiálu kříže (závislost napětí na počtu cyklů).....	98
Obrázek 100 Kříž - Celkové posunutí.....	98
Obrázek 101 Kříž - Průběh redukovaného napětí dle HMM .....	99
Obrázek 102 Kříž - Životnost v cyklech .....	99
Obrázek 103 Simulování jízdních vlastností – vizualizace v programu Inventor.....	100
Obrázek 104 Páky – Znázornění zatížení a okrajových podmínek .....	101
Obrázek 105 Horní páka - Celkové posuvy vektorově zobrazené.....	102
Obrázek 106 Horní páka - Průběh redukovaného napětí dle HMM v horní páce.....	102
Obrázek 107 Horní páka - průběh redukovaného napětí dle HMM v horní hřídeli.....	103
Obrázek 108 Horní páka - Životnost v cyklech.....	103
Obrázek 109 Dolní páka - Celkové posuvy zobrazené vektorově.....	104

Obrázek 110 Dolní páka - Průběh redukovaného napětí dle HMM v dolní páce .....	104
Obrázek 111 Dolní páka - Průběh redukovaného napětí dle HMM v dolní hřídeli .....	105
Obrázek 112 Dolní páka - Životnost v cyklech .....	105
Obrázek 113 RVS Konečný 3D model vytvořen v programu Inventor (IZO pohled) .....	107
Obrázek 114 RVS Konečný 3D model vytvořen v programu Inventor (pohled ze shora) .....	108
Obrázek 115 RVS Konečný 3D model vytvořen v programu Inventor (pohled z boku) ..	108
Obrázek 116 Dvanáctikanálový simulátor vozovky .....	109
Obrázek 117 Zhotovování rámu (Foto Laboratoř stavby automobilů) .....	110

## Seznam tabulek

Tabulka 1 Vypočtené síly na jedno kolo [N].....	53
Tabulka 2 Materiálové parametry .....	59
Tabulka 3 Vypočtené síly na kolo .....	66
Tabulka 4 Hmotnosti samotného nosníkového rámu [kg].....	69
Tabulka 5 Vlastní frekvence rámu [Hz] .....	70
Tabulka 6 Velikosti celkového posunutí od zatížení na kolo [mm] .....	71
Tabulka 7 Reakce ve vybraných uchyceních zatížení osa X [N] .....	91
Tabulka 8 Reakce ve vybraných uchyceních zatížení osa Y [N] .....	93
Tabulka 9 Reakce ve vybraných uchyceních zatížení osa Z [N].....	95
Tabulka 10 Materiálové charakteristiky kříže .....	98

## Seznam použitého značení

Značka	Název veličiny	Jednotka
$B$	Brzdná síla	$N$
$B_i$	Brzdná síla na nápravy (p – přední, z – zadní)	$N$
$B_{iade}$	Brzdná síla na kolo (p – přední, z – zadní)	$N$
$B_k$	Brzdná síla na kolo	$N$
$B_{pad}$	Brzdná síla na kolo na mezi adheze	$N$
$E$	Modul pružnosti v tahu	$MPa$
$F_{ad}$	Adhezní síla	$N$
$F_{adh}$	Adhezní síla	$N$
$F_c$	Výslednice součtu sil $F_y$ a $B_k$	$N$
$F_k$	Hnací síla	$N$
$F_{sik}$	statická síla na kolo (p – přední, z – zadní)	$N$
$F_y$	Boční vodící síla kola (příčný směr)	$N$
$G$	Tíhová síla automobilu	$N$
$Re$	Mez kluzu v tahu	$MPa$
$Rm$	Mez pevnosti v tahu	$MPa$
$Z$	Radiální reakce na kolech	$N$
$Z_i$	Svislá síla na nápravy (p – přední, z – zadní)	$N$
$Z_{ik}$	Svislá síla na kolo (p – přední, z – zadní)	$N$
$Z_{ik}$	Radiální reakce kola (p – přední, z – zadní)	$N$
$Z_k$	Radiální reakce kola	$N$
$a_{3g}$	trojnásobek tíhového zrychlení	$ms^{-2}$
$g$	Tíhové zrychlení	$9,81 ms^{-2}$
$h$	výška těžiště vozidla od vozovky	$mm$
$l$	rozvor vozidla	$mm$
$l_i$	vzdálenost osy kol od těžiště (p – přední, z – zadní)	$mm$
$m$	Hmotnost	$kg$

$n$	násobek zrychlení	-
$t_{plAL}$	Tloušťka plechu hliník	$mm$
$t_{plocel}$	Tloušťka plechu ocel	$mm$
$z$	Poměrné zpomalení	$ms^{-2}$
$\mu$	Poissonovo číslo	-
$\rho$	Hustota	$kg \cdot m^3$
$\varphi$	Součinitel adheze	-
$\varphi_{př}$	Součinitel adheze v příčném směru valení pneumatiky	-
$\varphi_{pod}$	Součinitel adheze v podélném směru valení pneumatiky	-
<b>Zkratky</b>	<b>Celý název</b>	
EH	Elektrohydraulické	
RVS	Rám varianta skutečná	

Ostatní značky a zkratky jsou definovány přímo v příslušných kapitolách u výpočtů.

## 1. Úvod

Prvotním cílem této práce je vytvořit ideový návrh modulárního systému pro uchycení a zatěžování vybraných automobilových konstrukčních uzlů. Který bude sloužit k provádění jejich laboratorních pevnostních a životnostních zkoušek včetně jejich vyhodnocení.

Ideový návrh modulárního systému má vyjít ze systému s dvanácti elektrohydraulickými pulsátory. Jedná se o tříosé zatížení pro provádění životnostních zkoušek. Tento uvedený zkušební stav je velmi významný pro simulaci víceosého namáhání náprav s umožněním kmitání karosérie. Další typy zkušebních stavů a jejich výhody a nevýhody budou více popsány v průběhu práce.

Logicky musí samotnému zkoušení vybraných automobilových konstrukčních uzlů předcházet vytvoření návrhového řešení rámu. Který má být vytvořen jako náhrada sériového rámu vybraných automobilových konstrukčních uzlů. Tak aby splňoval požadavky zadavatele a účelně tak nahradil sériově vyráběný rám.

Po splnění všech požadavků bude výsledný návrhový rám podrobně popsán a kontrolován z hlediska pevnosti a tuhosti s využitím metody konečných prvků. Pro srovnání bude proveden výpočet pro konkurenční automobil Student Car typ Kaipan 57.



## 2. Zadavatel

Toto téma diplomové práce vzniklo díky požadavkům a technickým možnostem katedry 632, Ústav progresivních technologií pro automobilový průmysl VŠB TU – Ostrava. Jejichž prvotním požadavkem bylo provést pouze dynamické zkoušení samostatných dílů podvozkové platformy automobilu Hyundai i30.

### 2.1. Laboratoř technologie stavby automobilů

Laboratoř se zaměřuje na montáže prototypů sportovních vozů, řešení grantových úkolů, výuku svařování a montáží. Dále jsou v laboratoři umístěny obráběcí stroje [1].



Obrázek 1 Fotografie dokumentující vybavení laboratoře technologie stavby automobilů [1]

### 2.2. Laboratoř testování automobilů

Laboratoř obsahuje dvě velmi unikátní pracoviště pro kompletní testování automobilů.

#### 2.2.1. Pracoviště pro testování motorů

První pracoviště je vybaveno hydrodynamickou motorovou brzdou SF-902. Celá konstrukce měřící kobky je dokonale odhlučněna a vstup je opatřen protihlukovými

dveřmi. Proces testování je vizuálně sledován soustavou kamer. Pracoviště je navrženo s ohledem na testování sportovních motorů [2].



Obrázek 2 Fotografie dokumentující vybavení pracoviště pro testování motorů [2]

### 2.2.2. Pracoviště pro dynamické testování konstrukčních uzlů a automobilů

Základ pracoviště tvoří pneumatický odpružený upínací stůl. Na tomto stole se pak pomocí systému přípravků staví úlohy zaměřené na kombinované namáhání automobilových součástí při dynamickém režimu zatížení. Vyvození požadovaného režimu dynamického zatížení zajišťují elektrohydraulické válce. Celé pracoviště má stavebnicové uspořádání, v roce 2010 bude rozšířeno o další čtyři zátěžné osy [3].



Obrázek 3 Fotografie dokumentující vybavení pracoviště pro testování motorů [3]

### 3. Zkušebnictví automobilů

#### 3.1. Úvod a historie

Začátky zkušebnictví automobilů začaly vznikat někdy v padesátých letech dvacátého století, kdy byl dokončen vývoj hydraulického motoru jako zdroj řízeného přímočarého a torzního kmitání. V začátcích zkušebnictví šlo o jednobanální zatěžování převážně jen vzorků konstrukčních materiálů. Časem došlo k pokroku v elektronice a řízení systému se rozšířilo na vícekanalové. Toto zkoušení našlo uplatnění ve zkoušení a zatěžování automobilů, jejich dílů, menších letadel. Tím začala éra simulací provozního zatěžování měřeného ve zkušebně především kovovými drátkovými tenzometry (měří prodloužení ve směru drátků). Díky nim byly určeny kritická místa dané konstrukce, které slouží jako podklady pro lepší dimenzování zkoušených výrobků a pro provedení úprav zvyšujících její pevnostní a spolehlivostní charakteristiky.

Využití počítačů na konci šedesátých let pro řízení a měření zatěžovacích procesů má za následek zrychlení průběhu experimentálních zkoušek. To umožňuje zpracovat ohromné množství dat a řídit současné zatěžování na více místech podle individuálních zatěžovacích procesů. Dnes je běžné, že při zkoušce mechanické konstrukce automobilu na pevnost a spolehlivost je v akci současně dvanácti a více hydromotorů. U rozměrných dopravních letadel zatěžuje jejich konstrukci současně i více než sto hydromotorů. Vzniklé deformace jsou zároveň měřeny tisíci tenzometry a naměřená data programově on-line zpracovávána. Pomocí moderní experimentální techniky dokážeme tedy zjistit místo poruchy při simulování dlouhodobé zkoušky (provozní zatížení), namáhání ve vybraných provozních či extrémních režimech.

Experimentální zkoušky slouží jako ověření vypočtených dat při konstruování. Zvláště pak u dimenzování dynamicky namáhaných výrobků. Počítačové modely pro dynamické výpočty mnohdy jen aproximují fyzikální realitu. Správně provedená experimentální zkouška může sloužit jako upřesnění počítačového modelu a tím pak zvýší jejich věrohodnost, nebo může sloužit jako ověření výpočtové metody.

Při optimálním konstruování je kladen důraz na zkoušky životnosti a spolehlivosti celých výrobků a na jejich napětíové (deformační) analýzy, jež jsou prováděny s použitím vícekanalových elektrohydraulických zatěžovacích systémů (ve vývoji automobilů se čtyřmi až šestnácti kanály). Zkoušky materiálových vlastností a napětíová analýza

součástí strojů jsou vykonávány na elektrohydraulických strojích (až tříkanálových). Elektrohydraulické systémy a stroje dodávají například firmy Material Testing Systems (MTS) z USA, Instron Schenck Testing Systems z Německa a česká firma Inova. Modální zkoušky dynamického chování konstrukcí jsou prováděny na zařízeních francouzské firmy Prodera při harmonickém a impulzním buzení až v osmi bodech a měření odezvy konstrukce až v 500 bodech současně.

Zkoušky je možné rozdělit podle způsobu provádění, podle podmínek zkoušek a také podle zkoušených objektů. Zkoušky se provádějí zejména na modelových (prototypových) vzorcích nových nebo modifikovaných stávajících vzorcích, dále vozidel po generální opravě, modifikaci nebo přímo z probíhající výroby. Kdy se prototyp podrobuje náročným zkouškám v provozních podmínkách simulovaných v laboratoři. Při těchto zkouškách, zejména při simulovaném provozním limitním zatěžování výrobků, lze posoudit míru shody matematického modelu s realitou a získat informace o případných konstrukčních a technologických nedostatcích, které vedou k úpravě prototypu.

Podle druhu zkoušky se sledují různé kritéria, které musí vyhovovat požadavkům ekonomickým, životnostním, funkčním, spolehlivostním a třeba také jízdním. Zjištěná slabá místa a různé nedostatky je nutné co nejdříve rozpoznat, aby mohly být co nejdříve konstrukčně upraveny. Ve velkých společnostech je důležité, aby zkoušení bylo co nejkratší (doba mezi vyroběním funkčního vzorku a sériovou výrobou) probíhají některé zkoušky současně [4], [5], [6].

### **3.2. Podmínky provádění zkoušek**

Volba metody zkoušek nebo měření je důležitá část, která se řeší při přípravě prací a sestavování programu. Metody se volí podle cílu zkoušky, zákonných a normalizačních ustanovení, zkoušeného předmětu (část vozidla, druh karoserie...).

Zákonná ustanovení jsou obsažena ve vyhlášce o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Některé způsoby provádění zkoušek jsou uvedeny v normách ČSN. Mezi nejdůležitější ale patří mezinárodní předpisy Evropské hospodářské komise OSN. Tyto požadavky musí vozidla splňovat, aby mohla být v rámci smluvních stran Ženevské dohody přijata do silničního provozu. Jsou to takzvané homologační předpisy, které v řadě případů předepisují podmínky provádění zkoušek vozidel a jejich částí. Kterým přímo stanovují dovolené účinky a vlastnosti.

Takto splněné homologační předpisy se úředně ověřují v certifikovaných zkušebnách. Tyto zkušebny musejí mít mezinárodně platné pověření homologační zkoušky provádět. Důležité jsou především předpisy EHK – OSN, kterými se při konstrukci vozidla musejí řídit i konstruktéři, aby nové vozidlo bylo provedeno tak, že bez dalších úprav splní mezinárodní předpisy. To znamená, že získá homologační značku [4].

### **3.3. Dynamické zkušebny s EH systémy ve světě a v České republice**

Dominantní postavení v Německu má nezávislá dynamická zkušebna Labor für Betriebsfestigkeit v Darmstadtu sloužící podnikům, které nemají vlastní podobné zařízení. Jen s nepatrným zpožděním byly v sedmdesátých letech postaveny první dynamické zkušebny v Československu, jež měly vybudováno i teoretické zázemí zajišťující jak správnost navržených experimentů, tak i optimální využití naměřených dat pro konstrukční zdokonalení zatěžovaných objektů [6].

V současnosti v ČR působí pět zkušeben vybavených zatěžovacími zkušebními systémy pro experimenty s celými výrobky (nebo jejich podstatnými částmi) zatěžovanými několika hydromotory. A asi dvacet zkušeben vybavených až tříkanálovými zatěžovacími stroji pro zkoušky vzorků materiálu a součástek. Uvedených pět velkých zkušeben je takto vybaveno:

- Ø ve Škoda Auto M. Boleslav je elektrohydraulickým systémem se čtrnácti hydromotory, dva šestikanálové elektrohydraulické systémy a další elektrohydraulické stroje; vykonávají se zde zkoušky spolehlivosti a životnosti automobilů a jejich částí,
- Ø ve Výzkumném a zkušebním leteckém ústavu (VZLÚ) v Praze-Letňanech je v provozu elektrohydraulický systém se čtyřiceti hydromotory, elektrohydraulický systém se dvanácti hydromotory a elektrohydraulický systém se šesti hydromotory; zkušebna je zcela vytížena zakázkami leteckých organizací z EU a též domácími zakázkami z různých strojírenských podniků,
- Ø ve Škoda Výzkum Plzeň je elektrohydraulický systém s dvanácti kanály a další menší elektrohydraulické systémy; prováděny jsou pevnostní zkoušky podvozků lokomotiv a vagonů, statické a dynamické zkoušky karoserií a dalších konstrukčních dílů autobusů a nákladních automobilů a pevnostní zkoušky železniční techniky mj. pro zákazníky z Německa a Austrálie,

- Ø v podniku Tatra Kopřivnice je elektrohydraulický systém se čtyřmi hydromotory a několik menších elektrohydraulických strojů; prováděny jsou pevnostní zkoušky kabin a dalších konstrukčních částí nákladních automobilů,
- Ø ve Výzkumném ústavu železničním (VÚŽ) v Cerhenicích je elektrohydraulický systém s dvanácti hydromotory, elektrohydraulický systém s osmi hydromotory a několik menších elektrohydraulických strojů; uskutečňují se zde předepsané zkoušky celých kolejových vozidel i jejich částí, zejména podvozků.

### **3.4. Druhy zkoušek**

Zkoušky je možné rozdělit na laboratorní (ve zkušebnách) a na zkoušky provozní (jízdní). Pro urychlení vývoje nového vozidla se často ve vozidlech stávající výroby ověřují nové agregáty (motor, převodovka, nápravy, řízení, stabilizátory, hnací rozvody). Jelikož je navrhování a stavba nového rámu (karoserie) značně časově náročná. Po vyrobení prvního funkčního vozidla (prototypu) začínají funkční zkoušky.

#### **3.4.1. Provozní zkoušky (jízdní)**

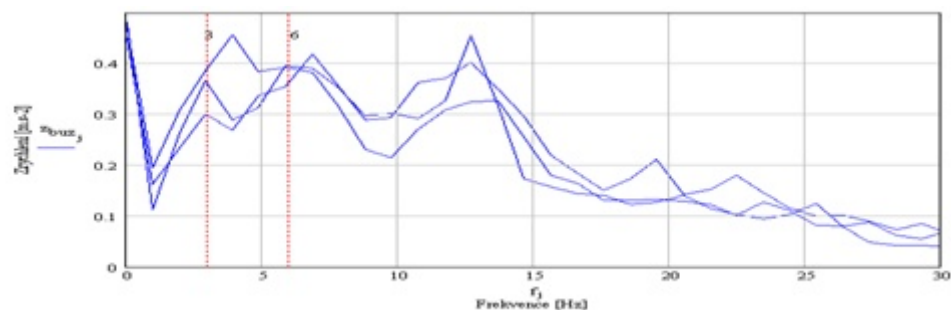
Probíhají obvykle současně se zkouškami funkčními. Mohou být buď krátkodobé (testovací dráhy „polygon“), nebo dlouhodobé (za provozu). Provozní zkoušky (jízdní) jsou a také stále budou velmi důležité, protože ke zkoušení dochází za skutečných podmínek. Proto z těchto provozních zkoušek jak po polygonu, tak přímo z jízdy ve skutečném provozu můžeme zaznamenat měřená data na požadovaných vzorcích (např. nerovnost vozovky), které následně použijeme při zkouškách laboratorních.

Provozní zkoušky v normálních silničních podmínkách mají řadu nevýhod. Které odstraňují speciální zkušební dráhy takzvané „polygony“ (viz Obrázek 4). Polygony jsou speciální víceúčelové zkušební dráhy s takovým povrchem, který má simulovat nejhorší jízdní podmínky. Tak aby docházelo ke zvýšenému namáhání náprav, rámu a karoserie. Tímto je zajištěna stálost zkušebních podmínek, nutná bezpečnost, vysoká kvalita provozních zkoušek. Dále je zaručená opakovatelnost pro měření dat na požadovaných vzorcích a také zkrácení doby zkoušení (získávání dat).





Obrázek 4 Zkušební areál Tatra



Obrázek 5 Příklad naměřených dat při provozní zkoušce (amplitudová spektra zrychlení ve vstředním směru) aplikované jako zatížení při laboratorních zkouškách

### 3.4.2. Laboratorní zkoušky vozidel

Probíhají současně se zkouškami provozními (jízdními). Patří mezi ně například funkční, životnostní a pevnostní zkoušky. Velmi významné jsou tyto zkoušky pro jejich možnost provádění nezávisle na ročním období nebo denní době, povětrnostních podmínkách, či na silničních podmínkách. Hlavní jejich význam je ale v urychlení testovacího času, a tím tak výrazně zkracují čas provádění životnostních zkoušek vozidel. Laboratorní zkoušky na zkušebnách mohou být v některých případech výhodnější než zkoušky provozní silniční (jízdní). Konečné ověření je nýbrž nutné provést při skutečné jízdě na silnici.

Zkoušení v laboratorních podmínkách při získaných naměřených dat z provozních zkoušek umožňuje trvale pozorovat a kontrolovat zkoušené části. Díky trvalému pozorování můžeme při vzniku poruchy zjistit i její šíření, které pak následně můžeme přesně sledovat.



Obrázek 6 Dynamické zkoušky autobusu SOR [7], Pohled do dynamické zkušebny Škoda – auto a.s. [8]

#### **3.4.2.1.      *Postup simulování pomocí naměřených dat***

Postup při simulování skutečného namáhání vozidla při přejezdu nerovností (metoda adaptivní regulace) je prováděn pomocí počítačů. Kdy jsou s jejich pomocí nich vypočteny požadované hodnoty pro analogové regulační obvody s uvažováním kmitavých vlastností systému (přenosové funkce), a lze dosáhnout vysoké korelace mezi jízdní a laboratorní zkouškou.

#### **3.4.2.2.      *Válce používané pro laboratorní zkoušení***

Periodickou sílu lze také vyvodit mechanismy s nevyváženými rotačními částmi. Čistě hydraulické systémy jsou určitou modifikací mechanických pulsátorů - přenos síly je dosažen hydraulickým válcem. Elektrické pulsátory jsou používány převážně pro menší hodnoty zatěžných sil.

Univerzální jsou elektrohydraulické systémy, kde zatěžovací síla je vyvozována hydraulickým válcem, který je ovládán elektricky řízenými ventily (tzn. hydropulzátory). Tyto systémy mají oproti elektrodynamickým budičům výhodu zejména v tom, že mají také nízké frekvence, velké síly a velké zdvihy. Nastavení zatěžovacího režimu je generátorem periodických nebo náhodných kmitů nebo pomocí počítače [4].

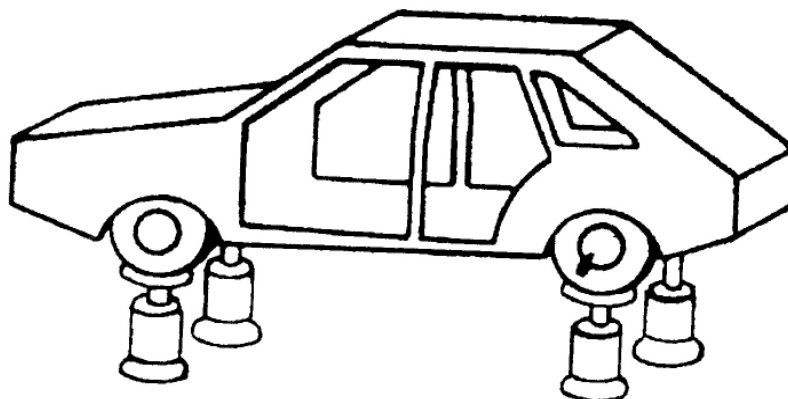


### 3.5. Druhy používaných laboratorních zkušebních stavů:

V laboratorních podmínkách se víceosé namáhání simuluje na různých zkušebních stavech. Zátěžné síly mohou přitom působit buď na pneumatiku, nebo v místě upevnění vozidlového kola k nápravě.

#### 3.5.1. Čtyřkanálový vertikální simulátor vozovky

Celé vozidlo dosedá pneumatikami na čtyři hydraulické pulsátory, které simulují jízdní nerovnosti. Zatěžovací cyklus je buď náhodně generovaný, nebo cyklus získaný z měření při provozních zkouškách, který byl uložen do paměti. Síly působící na vozidlová kola simulují pouze namáhání ve svislém směru. Nelze tedy simulovat boční a podélné namáhání. Zkušební stav je z hlediska konstrukce jednoduchý, a může sloužit k získání představy tuhosti rámu (karoserie).



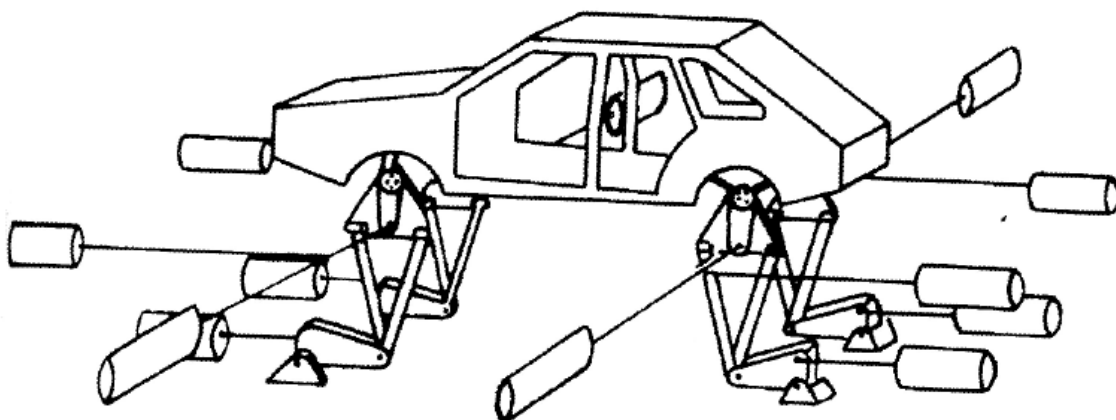
Obrázek 7 Schematické znázornění čtyřkanálového simulátoru[4]



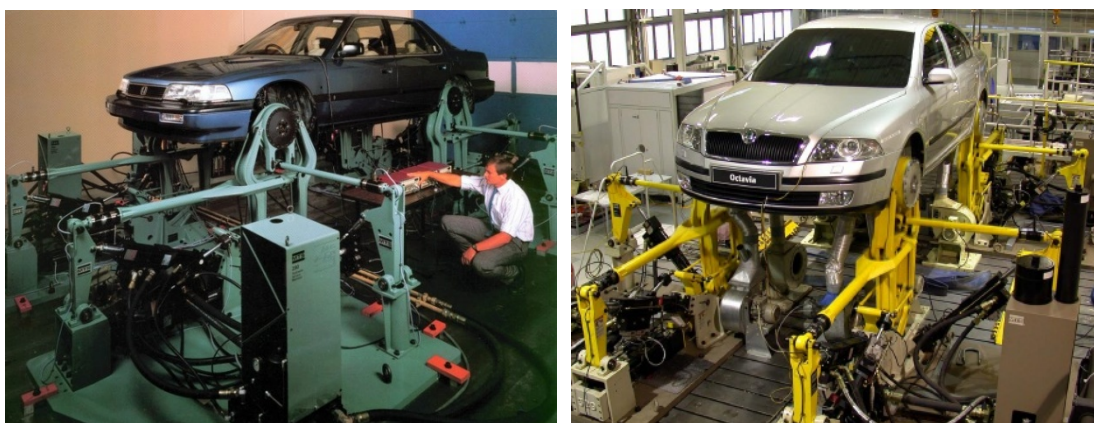
Obrázek 8 Jedna z prvních aplikací vícekanálového zatěžovacího systému v České republice: automobil Škoda Favorit na zkušebním stendu podniku Inova Praha v průběhu životnostní zkoušky [9]

### 3.5.2. Dvanáctikanálový simulátor vozovky

Celé vozidlo je připevněno za místa, která slouží pro přichycení kol. Hydraulickými pulsátory jsou simulovány kromě svislých sil také boční a podélné síly. Jedná se tedy o tříosé namáhání. Svislý pohyb nápravy je dosažen třmenem a pákou, která je spojena hydropulzátorem. K přípravku, který nahrazuje kolo, jsou připojena táhla hydropulzátorů, která vytvářejí boční a podélnou sílu. Uvedený zkušební stav je velmi významný pro simulaci víceosého namáhání náprav s umožněním kmitání karosérie. Dále je možno dosáhnout delší doby účinků podélných sil jen velmi dlouhými vodorovnými dráhami. Tento stav je rozšířen nejen díky firmě Schenck z Darmstadtu, ale také díky firmě MTS. Které vybavily tímto systémem desítky dynamických zkušeben pro automobilový průmysl například značky Mercedes, Audi, VW, Opel, Škoda.



Obrázek 9 Schematické znázornění dvanáctikanálového simulátoru [4]



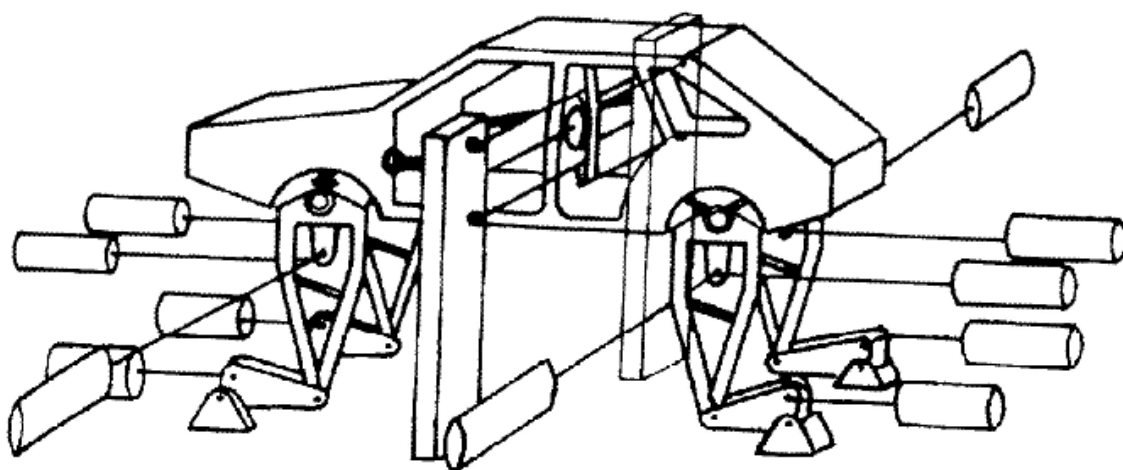
Obrázek 10 Dvanáctikanálový elektrohydraulický systém pro simulaci provozního zatěžování osobních automobilů a měření jejich únavových charakteristik (provedení firmy Schenck) [10], [8]



Obrázek 11 Dvanáctikanálový elektrohydraulický systém pro zkoušku spolehlivosti a životnosti osobního automobilu (firma Material Testing Systems) [6]

### 3.5.3. Čtrnáctikanálový vertikální simulátor vozovky

Celé vozidlo je upevněno v místech, která slouží pro přichycení kol. Hydraulickými pulsátory jsou simulovány kromě svislých sil také boční a podélné síly. Jedná se tedy o tříosé namáhání. Ale na rozdíl od zkušební stavu 3.5.2. je karoserie upoutána v podélném a bočním směru, je tedy možné simulovat nízkofrekvenční a podélné namáhání. Tento stav také patří mezi významné, simulující víceosé namáhání náprav s umožněním kmitání karosérie. Chybí zde ale vysokofrekvenční podélné a boční zrychlení karosérie, protože tyto pohyby jsou blokovány.

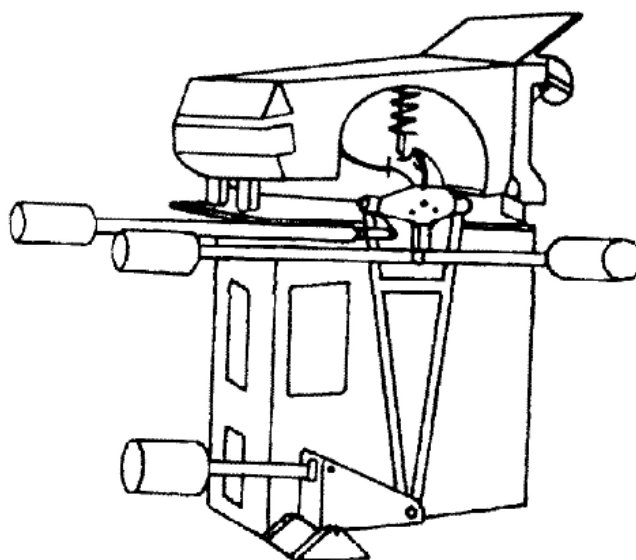


Obrázek 12 Schematické znázornění čtrnáctikanálového simulátoru [4]



### 3.5.4. Čtyřkanálový simulátor vozovky pro zkoušení jednotlivé nápravy

Rám (karoserie) je pevně upnut k desce zkušební v oblasti předního nárazníku a prostoru pro cestující. Takže dochází k namáhání přední popř. zadní nápravy. Hydraulickými pulsátory je tříosé namáhání. Síly na nápravu jsou přenášeny stejně jako v případě 3.5.3. Nevýhodou uspořádání je, že karosérie nemůže volně kmitat, tzn., nevznikají reakční síly agregátů připevněných ke karosérii (motor, převodovka, palivová nádrž). Tento zkušební stav slouží spíše jen pro zkoušení nápravy (tlumiče, ramen a dalších) v místě upevnění vozidlového kola.



Obrázek 13 Schematické znázornění čtyřkanálového simulátoru[4]



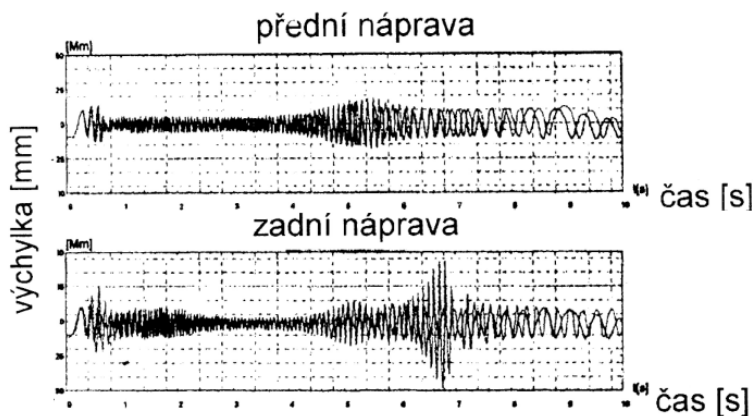
Obrázek 14 Test přední nápravy Škoda Fabia Combi [8]

### 3.6. Zkoušky tlumičů

S cílem sjednotit testovací postup při posuzování technického stavu zavěšení kol zavedlo „Sdružení evropských výrobců zkoušení tlumičů“ (EUSAMA) jednotné zkušební podmínky. Svisle kmitající plošina rezonančního testeru, na které spočívá měřené kolo, simuluje nerovnosti vozovky a současně registruje přítlakovou sílu tohoto kola při proměnlivé frekvenci vibrací plošiny. Vychází se z myšlenky, že důležité je přezkoušet kvalitu kontaktu kola s vozovkou, tj. přilnavost kola k vozovce (adhezi). Neprovádí se měření kmitání (rezonance) zkušebny. Změří se maximální hmotnost, kterou působí v klidu stojící kolo na plošinu zařízení (100%) a ta se porovná s hmotností, kterou toto kolo působí na plošinu při rozkmitání, kdy zkušebna simuluje nerovnost vozovky při různých rychlostech. Frekvenční rozsah kmitání je zpravidla 0 – 25 Hz. Během měřicího procesu se tedy zjišťuje její nejmenší hodnota při různých rychlostech. Ta se projevuje obvykle v rozsahu 12 – 16 Hz. Záleží na typu vozidla i tlumiče. V přeneseném slova smyslu se zjišťuje schopnost tlumiče odpružení (přesněji celého systému zavěšení kola) udržovat stálý kontakt kola s vozovkou. Čím lepší je tlumení, tím menší odchylka se naměří od stoprocentní hodnoty.

Výsledkem zkoušky podle metody EUSAMA je nejmenší hodnota přítlaku kola k plošině v průběhu testu. Směrnice doporučuje vyjadřovat zjištěnou veličinu v poměru ke statické hodnotě přítlaku (podíl váhy na kolo).

Pokud např. v klidu (staticky) působí kolo na zkušební plošinu hmotností 250 kg a minimální hmotnost přenášená na plošinu při rozkmitání tohoto kola je 100 kg, pak minimální hodnota adheze je  $100/250 = 40\%$ . Při měření se vyjadřuje adheze pro jednotlivé nápravy vždy pro levé a pravé kolo.

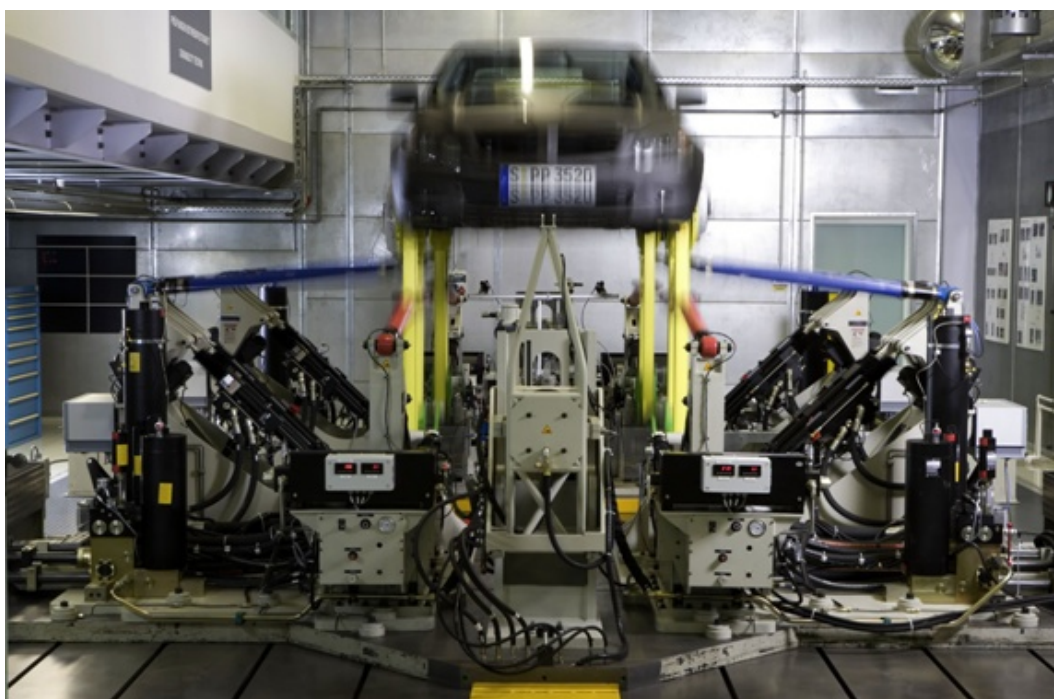


Obrázek 15 Záznam testu tlumičů [4]

### 3.7. Příklady různých zařízení pro životnostní zkoušky:



Obrázek 16 Dvoukanálová zkouška stabilizátoru přední nápravy vozu Škoda Fabia [8]

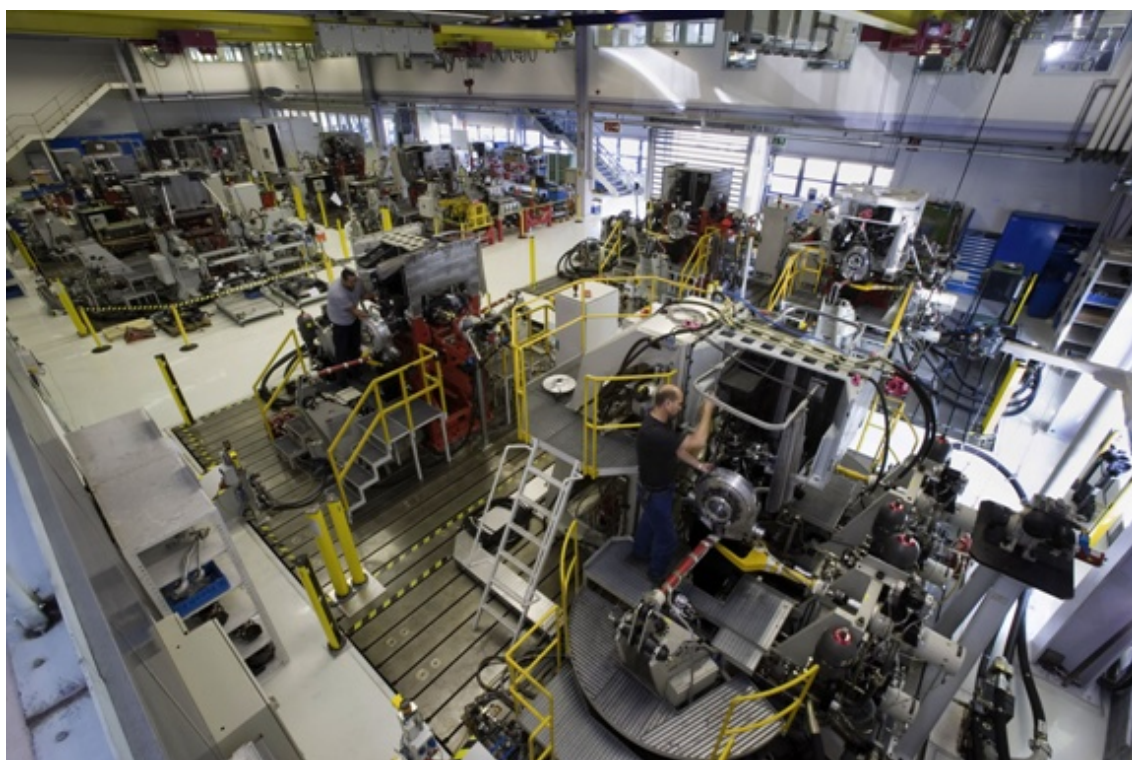


Obrázek 17 Přední pohled na zkušebnu automobilky Mercedes [11]





Obrázek 18 Testování samotných dílů automobilů Mercedes [11]



Obrázek 19 Zde se jedná o životnostní testy předních a zadních náprav automobilů Mercedes [11]

## 4. Vybrané automobilové konstrukční uzly pro zkoušení

Pro zkoušení byly vybrány konstrukční uzly z automobilu **HYUNDAI i30**. Škole byly darovány tři tyto automobily, jako testovací modely. Jeden automobil je ponechán v celku a slouží jako zdroj informací, při navrhování nového automobilu. Zbývající dva automobily byly rozebrány a jsou z nich použity některé vybrané díly. Mezi něž například patří: přední podvozkové platformy i s pohonnými jednotkami s chladicím systémem, hřebenové řízení s elektrickým posilovačem, přední světla a další.

Na počátku se jednalo pouze o dynamické zkoušení samostatných dílů podvozkové platformy. Například testování samotných ramen nápravy. Tak aby se pak daly použít do některého vznikajícího automobilu. Avšak po konzultacích se zadavatelem se zjistilo, že tyto výsledky by byly bezvýznamné. Z důvodu, že samotný výrobce už jistě tuto komponentu dostatečně dimenzoval na takovou míru, jakou předepisují homologačními předpisy Evropské hospodářské komise. Jednalo by se tedy pak spíše jen o ověřování samostatných dílů.

Po konzultaci vyvstal návrh testovat kompletní podvozkovou platformu jak s pohonnou jednotkou, tak i s tlumiči. Po provedení dynamických zkoušek a naladění podvozkové platformy by tedy sloužila, jako prvotní stavební člen pro některý vznikající automobil. Aby se mohlo začít zkoušet bylo potřeba navrhnout nový tuhý rám, který by nahrazoval vlastnosti samonosné karosérie od výrobce. Při prvních návrzích daného náhradního rámu se zjistilo, že dynamickým zkoušením celé nápravy by ve výsledku byla zatěžována vždy každá celá část kompletní podvozkové platformy, a to buď levé kolo, nebo pravé kolo. Nedocházelo by tedy k ovlivnění výsledků pravé strany ze zkoušení strany levé. Jako by byly na sobě nezávislé. Tento stav by nastal z toho důvodu, že nápravnice by musela být přichycena k desce stolu.

Proto se provedly nové konzultace se zadavatelem a upřesnění požadavků. Díky kterým se dohodlo vytvoření nového vozidla, které by se přímo navrhlo pro dané konstrukční uzly převzaté z automobilu Hyundai i30. A takto nově vzniklý automobil se bude následně celý dynamicky zkoušet. Díky dynamickému zkoušení a jízdních testů se docílí dokonalého nastavení podvozku.

Pro základ stavby nového automobilu jsou použity dvě kompletní přední podvozkové platformy. Jedna je i s pohonnou jednotkou a bude sloužit jako zadní část nového



automobilu. Druhá podvozková platforma je bez pohonné jednotky a bude sloužit jako přední část nového vozu. Tento nově vzniklý automobil se následně bude v laboratoři testování motorů a dynamického testování automobilových konstrukčních uzlů dynamicky testovat. Pohonná jednotka z druhé podvozkové platformy bude testována a upravována na motorové brzdě na pracovišti testování motorů. Zde se budou provádět výkonnostní úpravy na pohonné jednotce. Tyto úpravy se následně budou aplikovat na nově vzniklý automobil bez toho, aby se musela pohonná jednotka z automobilu vyndávat a zkoušet na motorové brzdě. Tímto se zajistí zrychlení úprav výkonu motoru a tím i projevení úprav přímo za jízdy na novém automobilu.



Obrázek 20 Možné Designové návrhy nového automobilu [12]

#### 4.1. Technické informace o automobilu HYUNDAI i30.

Nová i30 byla především vyvíjena jako typický evropský vůz. Zákazník na „starém kontinentu“ je celkem konzervativní a má vysoké nároky jak na karosářská provedení a vnitřní prostornost, tak na širokou paletu motorů a jízdní vlastnosti. Model i30 by měl podle všeho ve všech kritériích Evropanům vyhovovat. V Evropě byl navržen, bude se tu vyrábět (v českém závodě v Nošovicích) a také pouze v Evropě se bude prodávat.

Vůz má sportovní, ale nikoli agresivní přední část vozu, která je ideální reflexí nové konstrukce vozů Hyundai. Elegantní a jasně definovaný – jednotný a perfektní design. Všechny části tohoto vozu vytvářejí dokonalou harmonii [13].



Obrázek 21 Pohledy na automobil Hyundai i 30

Technické data automobilu Hyundai i30 jsou uvedeny v Příloha A: Technické údaje automobilu Hyundai i30 [14].

## 4.2. Zachované díly (vlastnosti) HYUNDAI i30 pro nový automobil

### 4.2.1. Kotoučové brzdy

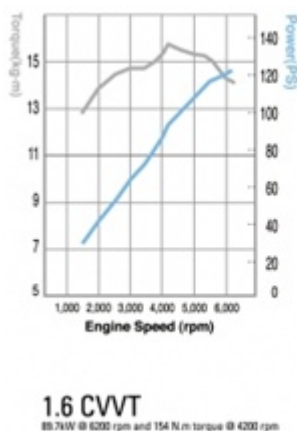
Kotoučové brzdy vpředu s vnitřním chlazením, poskytují maximální brzdný účinek za všech podmínek. Společně se systémem ABS (anti-blokovací systém) a systémem EBD (elektronický rozdělovač brzdné síly), jež pomáhají předcházet zablokování kol při nouzovém brzdění a splňují nejvyšší kritéria bezpečnosti.



Obrázek 22 Přední kotoučové brzdy s vnitřním chlazením [13]

### 4.2.2. Motor 1.6 CVVT

- Ø výkon 90 kW při 6 200 otáčkách za minutu
- Ø točivý moment 154 N. m při 4 200 otáčkách za minutu
- Ø systém proměnného časování ventilů



Obrázek 23 Vlevo výkonnostní křivka uváděna výrobcem, vpravo foto přípravy montáže motoru na motorovou brzdu v laboratoři testování motorů

### 4.2.3. Stabilita řízení pro bezpečnost

Jde o elektronický systém aktivní bezpečnosti EBD (elektronický rozdělovač brzdné síly), který pomáhá řidiči udržovat vozidlo pod kontrolou v kritických jízdních situacích. Systém používá různé snímače: úhlu volantu, pohybu vozidla (otáčky kol, rychlost stáčení, podélné zrychlení).



Obrázek 24 Ukázka funkce systému EBD [13]

Jakmile je zjištěna možnost ztráty kontroly nad vozidlem, systém automaticky vypne plyn motoru a zabrzdí jednotlivá kola, aby stabilizoval provozní podmínky v rámci fyzických limitů automobilu. Pokud řidič ztratí kontrolu nad vozidlem, může to snadno způsobit závažnou nehodu, zranění, poškození vozidla, atd.

#### 4.2.4. Světlomety

Přední světlomety by mohly být vhodně zakomponovány do designu automobilu a také splňují požadavky na dobré svítivé vlastnosti.



Obrázek 25 Přední a zadní světlo automobilu Hyundai i30 [14]

#### 4.2.5. Přístrojová deska

Další možnou komponentou pro přenesení do funkčního prototypu splňuje i přístrojová deska.

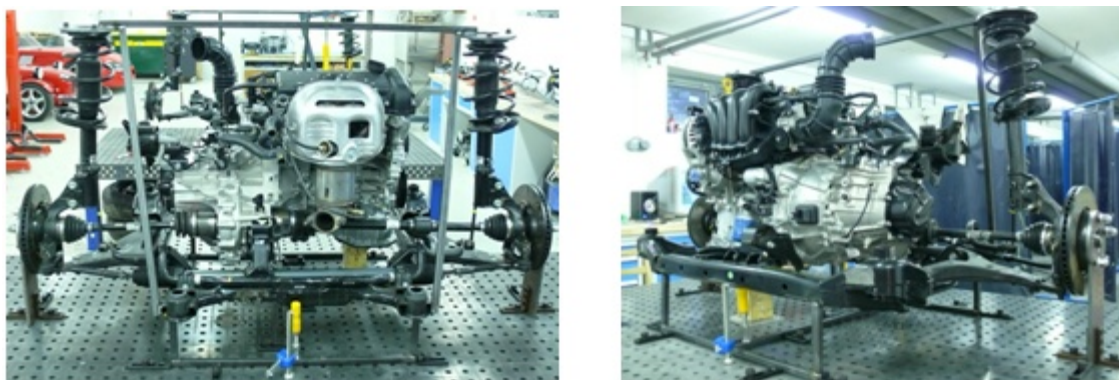


Obrázek 26 Pohled na palubní počítač

#### 4.2.6. Přední podvozkové platformy HYUNDAI i30

Nezávislé zavěšení předních kol McPherson se stabilizátorem s plynovými tlumiči a vinutými pružinami pro optimální odpružení. Pro nový automobil jsou použity dvě kompletní přední podvozkové platformy HYUNDAI i30. Pro vytvoření zadní části nového vozu je použita podvozková platforma i s pohonnou jednotkou. Obrázky 27 a 28 nafoceny v laboratoři stavby automobilů.





**Obrázek 27 Zadní náprava nového automobilu (Laboratoř stavby automobilů)**



**Obrázek 28 Předběžné sestavení náprav nového automobilu (Laboratoř stavby automobilů)**

## 5. Stanovení zatížení pro životnostní zkoušky nového vozidla

Ve zkušebnictví vozidel se užívají především halové (laboratorní) zkoušky únavové pevnosti. Statické pevnostní zkoušky slouží jen okrajově. Převážně jen pro zjišťování torzní tuhosti rámu užitkových vozidel. Ve skutečném provozu je namáhání vozidla spíše jen dynamické, a proto také v laboratorních podmínkách se vozidlo (náprava, karoserie, rám) zatěžuje dynamicky. Podle posuzovaného problému se volí směr působení zátěžné síly, popř. kombinované namáhání. Karosérie, nápravy, rámy se zkouší především z hlediska tuhosti (ohybové a torzní). Zkoušky mohou být jízdní nebo laboratorní.

### Možné způsoby namáhání:

- Ø uměle generovaná náhodná funkce síly,
- Ø síly s konstantní amplitudou,
- Ø průběh síl odpovídající skutečnému provozu (naměřená data z provozních zkoušek).

### 5.1. Výpočet sil s konstantní amplitudou

Síly působící na podvozek vznikají mezi povrchem vozovky a pneumatikami, a to jak vlivem nerovností, tak i jízdními manévry, jako je zatáčení, brzdění, zrychlování. Vznikající namáhání závisí přitom také na rychlosti jízdy. Síly působící na vozidlová kola mají příčný (osa X), podélný (osa Y) a svislý (osa Z) směr.

### Síly působící na vozidlová kola:

#### Ø Příčný směr (osa X)

Vzniká při zatáčení, kdy na vozidlo působí odstředivá síla, která vyvolá boční reakce působící jako třecí síly mezi koly a vozovkou. Tato síla by měla působit do bodu dotyku vozovky a kola (pneumatiky).

#### Ø Podélný směr (osa Y)

Vzniká při brzdění nebo akceleraci mezi pneumatikami a vozovkou. Dále je zde také zahrnuta vodorovná složka od průjezdu nerovností. Velikost této složky a její časový průběh je závislý na rychlosti, se kterou nerovnost přejedeme. Tato podélná síla směřuje do středu otáčení vozidlového kola.



Obrázek 29 Směry sil působících na kolo

### Ø Svislý směr (osa Z)

Pro svislý směr se bere svislá složka od průjezdu nerovností. Její časový průběh a její velikost závislý i na rychlosti, se kterou nerovnost přejedeme.

Pro statický výpočet bereme taky svislou složku jako reakci vozovky na hmotnost vozidla. Tato síla by měla směřovat do středu otáčení kola nebo jako osová síla tlumiče nápravy působící přímo do styku s rámem (karoserií).

Výpočet sil se získá pomocí dynamických vlastností vozidla, které jsou omezeny adhezními podmínkami mezi kolem a vozovkou. Všeobecně platí, že přivedená hnací síla  $F_k$  je omezena silou adhezní  $F_{ad}$ . Případný přebytek hnací síly způsobí tedy prokluz kol.

$$F_k \leq F_{ad} \approx \varphi \cdot Z \quad (5.1)$$

Kde:

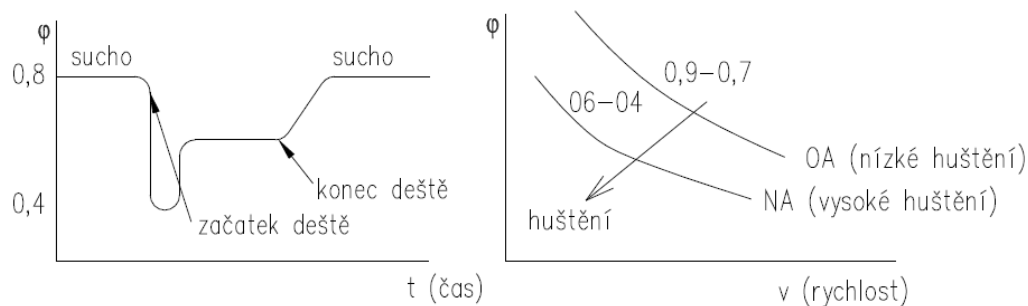
- Ø  $\varphi$  ... součinitel adheze,
- Ø  $Z$  ... radiální reakce na kolech hnací nápravy nebo náprav.

Při jízdě mohou nastat dva případy zatížení v podélném směru. První případ je akcelerace (také jízda do stoupání), kdy se začne odlehčovat přední náprava a více se zatěžuje zadní náprava. Znamená to tedy, že adhezní síla se na kolech zadní nápravy zvyšuje. Proto mají lepší jízdní vlastnosti automobily s pohonem zadní nápravy než automobily s předním pohonem (u kterých dochází k odlehčení nápravy). Znamená to, že automobily s pohonem zadní nápravy mají větší adhezní akceleraci a stoupavost. Druhý případ nastane při brzdění. Kdy se veškerá váha automobilu přenáší na přední nápravu. Větší síly tedy vždy vznikají při brzdění než při akceleraci.

#### 5.1.1. Součinitel adheze $\varphi$

Jde o vyjádření soudržnosti kola (pneumatiky) s vozovkou. Dále je omezen aquaplaningem, který představuje ztrátu adhezní síly mezi koly automobilu a vozovkou tzv. „plavání“ na vodě. Závisí na:

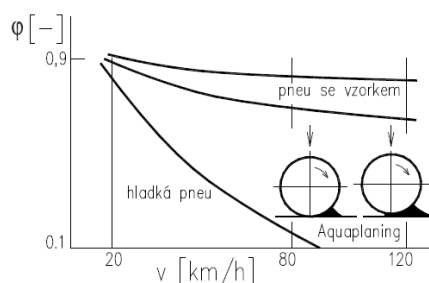
- Ø vlastnostech pneumatiky: tvaru, výšce profilu, tlaku huštění, materiálu běhounu, teplotě,
- Ø rychlosti jízdy,
- Ø vlastnostech vozovky: vlhkosti, materiálu, teplotě, nečistotách.



Obrázek 30 Závislosti součinitele adheze [15]

Na vznik aquaplaningu má vliv:

- Ø tloušťka vodní vrstvy na vozovce (kaluže, nedostatečný odvod vody z vozovky),
- Ø hloubka a orientace drážek dezénu pneumatik (odvod vody ze styku pneumatiky s vozovkou, šípovitý dezén pneumatik),
- Ø rychlost jízdy.



Obrázek 31 Závislost vzniku aquaplaningu na druhu pneu [15]

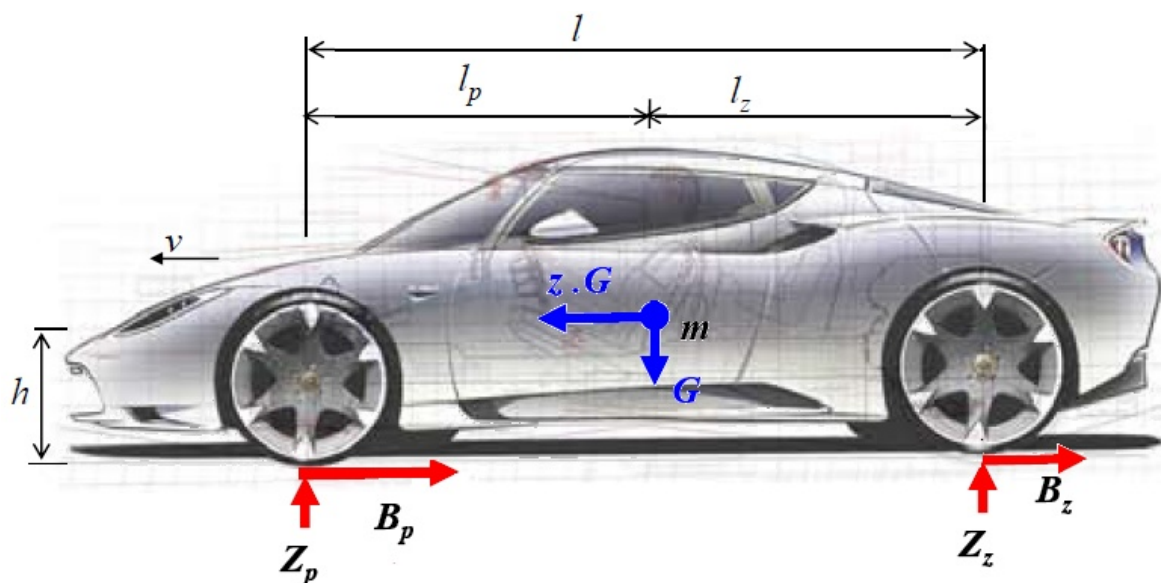
### 5.1.2. Výpočet sil na nápravu pomocí brzdných vlastností

Největší síly na nápravu vznikají při brzdění, za předpokladu že se brzdná síla přenese na vozovku. Výpočet sil zatěžujících nápravu určujeme z působení brzdné síly mezi koly a vozovkou na mezi adheze. Během brzdění je zrychlení vozidla záporné. To znamená, že obvodové síly na kolech jsou také záporné. Abychom nepočítali se záporným zrychlením, zavedeme označení  $z = -\frac{\ddot{x}}{g}$  a nazveme jej poměrné zpomalení [15].

Kde:

- Ø  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  .... tíhové zrychlení.





Obrázek 32 Rozměry a znázornění reakčních sil na autě

Součet brzdných sil se musí rovnat setrvačné síle auta:

$$B = m \cdot a_u = G \cdot \frac{a_u}{g} = G \cdot z \quad (5.2)$$

$$B = B_p + B_z = G \cdot z \quad (5.3)$$

$$B = B_p + B_z = G \cdot z \quad (5.4)$$

Kde:

- Ø  $B$  ... brzdná síla,
- Ø  $B_p$  ... brzdná síla na nápravy (p – přední, z – zadní),
- Ø  $G$  ... je tíha automobilu.

Maximální obvodové (i brzdné) síly jsou omezeny přílnavostí třecí dvojice pneumatika – vozovka.

$$B_{pad} = \varphi_{pod} \cdot Z_p \quad (5.5)$$

$$B_{zad} = \varphi_{pod} \cdot Z_z \quad (5.6)$$

$$G \cdot z \leq \varphi_{pod} \cdot (Z_p + Z_z) = \varphi_{pod} \cdot G \quad (5.7)$$

Kde:

- Ø  $B_{pad}$  .... brzdná síla na kolo na mezi adheze,
- Ø  $\varphi_{pod}$  .... součinitel přilnavosti (adheze) v podélném směru valení pneumatiky,
- Ø  $Z_i$  .... svislá síla na nápravy (p – přední, z – zadní).

Při brzdění dochází k nadlehčení zadní nápravy a přetížení přední nápravy. Pokud vezmeme brzdění na mezi adheze  $z \leq \varphi$ , vypočteme tedy maximální podélné a svislé síly do nápravy. Z momentových podmínek rovnováhy vypočteme svislé síly na nápravy (při zanedbání vztlaku, vzdušného odporu, valivého odporu a setrvačných momentů kol).

$$Z_p \cdot l - G \cdot l_z - z \cdot G \cdot h = 0 \quad (5.8)$$

$$Z_z \cdot l - G \cdot l_p + z \cdot G \cdot h = 0 \quad (5.9)$$

Kde:

- Ø  $l$  .... rozvor vozidla,
- Ø  $h$  .... výška těžiště vozidla od vozovky,
- Ø  $l_i$  .... vzdálenost osy kol od těžiště (p – přední, z – zadní),

Vyjádříme  $Z_p$  a  $Z_z$ :

$$Z_p = G \cdot \left( \frac{l_z}{l} + z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad (5.10)$$

$$Z_z = G \cdot \left( \frac{l_p}{l} - z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad (5.11)$$

Výpočet pro podélné síly:

$$B_{pad} = \varphi_{pod} \cdot Z_p \quad (5.12)$$

$$B_{zad} = \varphi_{pod} \cdot Z_z \quad (5.13)$$

**5.1.3. Vstupní data pro výpočet sil pro nový automobil**

- Ø  $m = 860 \text{ kg}$  předpokládaná hmotnost nového auta,
- Ø  $h = 450 \text{ mm}$  výška těžiště vozidla od vozovky (návrhová),
- Ø  $l = 2650 \text{ mm}$  rozvor podvozku z Hyundaie i30,
- Ø  $\varphi_{pod} = 0,9$  součinitel adheze v podélném směru,
- Ø  $\varphi_{př} = 0,8$  součinitel adheze v příčném směru,
- Ø  $z = \varphi_{pod} = 0,9$  hodnota  $z$  na mezi adheze,
- Ø Maximální celková síla od tíhy auta:

$$G = g \cdot m = 9,81 \cdot 860 = 8436,6 \text{ N} \quad (5.14)$$

- Ø Vzdálenost přední osy kol od těžiště při poměru 60:40 :

$$l_p = l \cdot 0,6 = 2650 \cdot 0,6 = 1590 \text{ mm} \quad (5.15)$$

- Ø Vzdálenost zadní osy kol od těžiště při poměru 60:40:

$$l_z = l \cdot 0,4 = 2650 \cdot 0,4 = 1060 \text{ mm} \quad (5.16)$$

**5.1.4. Výpočet sil působící na nápravu:**

Dosazení do rovnic ( 5.10 ), ( 5.11 ), ( 5.12 ), ( 5.13 ) z výpočtu sil na nápravu pomocí brzdných vlastností vypočteme svislé síly na kolo:

$$Z_p = G \cdot \left( \frac{l_z}{l} + z \cdot \frac{h}{l} \right) = 8436,6 \cdot \left( \frac{1060}{2650} + 0,9 \cdot \frac{450}{2650} \right) = 4664,007 \text{ N} \quad (5.17)$$

$$Z_z = G \cdot \left( \frac{l_p}{l} - z \cdot \frac{h}{l} \right) = 8436,6 \cdot \left( \frac{1590}{2650} - 0,9 \cdot \frac{450}{2650} \right) = 3772,593 \text{ N} \quad (5.18)$$

Výpočet pro podélné síly:

$$B_{pad} = \varphi_{pod} \cdot Z_p = 0,9 \cdot 4664,007 = 4197,606 \text{ N} \quad (5.19)$$

$$B_{zad} = \varphi_{pod} \cdot Z_z = 0,9 \cdot 3772,593 = 3395,334 \text{ N} \quad (5.20)$$

Síly na jedno kolo:

$$Z_{pk} = \frac{Z_p}{2} = \frac{4664,007}{2} = 2332,004 \text{ N} \quad (5.21)$$

$$Z_{zk} = \frac{Z_z}{2} = \frac{3772,593}{2} = 1886,296 \text{ N} \quad (5.22)$$

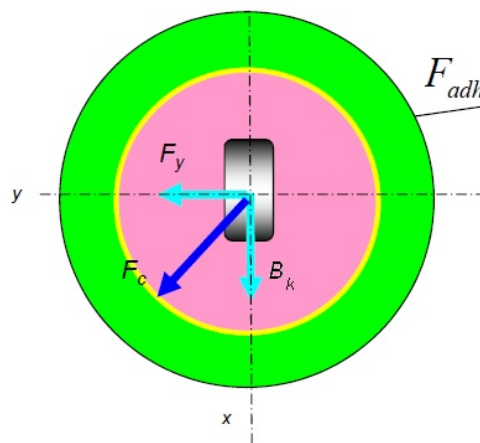
$$B_{padk} = \frac{B_{pad}}{2} = \frac{4197,606}{2} = 2098,803 \text{ N} \quad (5.23)$$

$$B_{zadk} = \frac{B_{zad}}{2} = \frac{3395,334}{2} = 1697,667 \text{ N} \quad (5.24)$$

Kde:

- Ø  $Z_{ik}$  .... svislá síla na kolo (p – přední, z – zadní),
- Ø  $B_{iadk}$  .... brzdná síla na kolo (p – přední, z – zadní).

Dopočet příčné síly provedeme z Kammovy adhezni kružnice [15]. Která ohraničuje oblast stability jednotlivého kola vozidla od síly v podélném směru (hnací nebo brzdící) a síly boční ve stopě pneumatiky (například od síly bočního větru, setrvačné síly v zatáčce nebo od příčné směru). Jejich geometrický součet nesmí překročit danou hodnotu, která je závislá na přilnavosti. Přilnavost pneumatiky je v podélném směru o málo větší než přilnavost v příčném směru. Jedná se o síly mezi kolem a vozovkou ve vodorovné rovině.



Obrázek 33 Kammova adhezni kružnice  
stabilitní je zelené pole

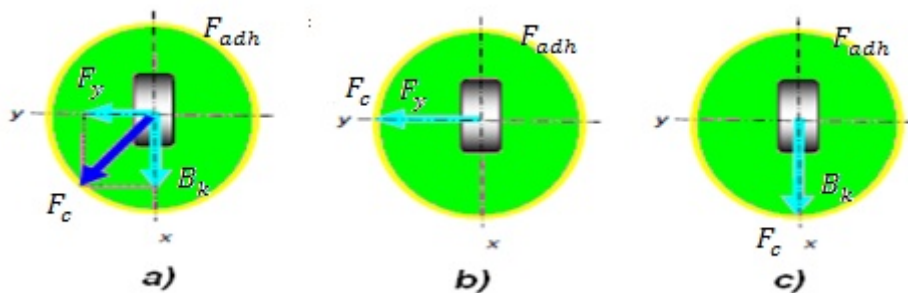
$$F_{adh} \geq F_c = \sqrt{B_k^2 + F_y^2} \quad (5.25)$$

$$F_{adh} = \varphi \cdot Z_k = \sqrt{\varphi_{pod}^2 + \varphi_{pr}^2} \cdot Z_k \quad (5.26)$$

Kde:

- Ø  $F_y$  .... boční vodící síla kola (příčný směr),
- Ø  $B_k$  .... brzdná síla na kolo,
- Ø  $Z_k$  .... radiální reakce kola.

Možné příklady mezi stability (viz Obrázek 34).



Obrázek 34 a) Brzdění v zatáčce, b) Jízda v zatáčce bez brzdění, c) Jízda v přímém směru s brzděním

Pro stanovení maximální příčné síly použijeme příklad mezní stability **b)**

$$F_{adh} = F_c = F_y \quad (5.27)$$

pak tedy:

$$F_y = \varphi_{př} \cdot Z_{pk} = 0,8 \cdot 2332,004 = 1865,603 \text{ N} \quad (5.28)$$

Kde:

- Ø  $F_c$  .... výslednice součtu sil  $F_y$  a  $B_k$ ,
- Ø  $F_{adh}$  .... adhezní síla
- Ø  $\varphi_{př}$  .... součinitel adheze v příčném směru,
- Ø  $Z_{ik}$  .... radiální reakce kola (p – přední, z – zadní).

## 5.2. Výpočet sil na nápravu pomocí naměřených dat z provozních zkoušek

Provozní zkouška nemohla z důvodu pozdní výroby rámu nového auta doposud (21. 5. 2010) proběhnout. Tudíž nebylo ještě možné ani naměřit data nového automobilu. K dispozici ale byla dílčí výpočtová zpráva pro automobil STUDENT CAR, zpracovaná Univerzitou Pardubice Dopravní fakultou Jana Pernera. Ve které jsou uvedeny budící signály převzaté z provedených měření, které byly poskytnuty VŠB Ostrava při měření dne 27. května 2008 v oblasti Ostravy – Krásné Pole. Rychlost průjezdu jednotlivých úseků – město 40 km/h, retardéry 5 km/h, rovné úseky silnic mimo město 90 km/h. Automobil STUDENT CAR (Kaipan 57) se typově shoduje s novým automobilem. Proto byly použity naměřené data z dílčí výpočtové zprávy ke srovnání vypočtených sil na nápravu pomocí brzdných vlastností [16].



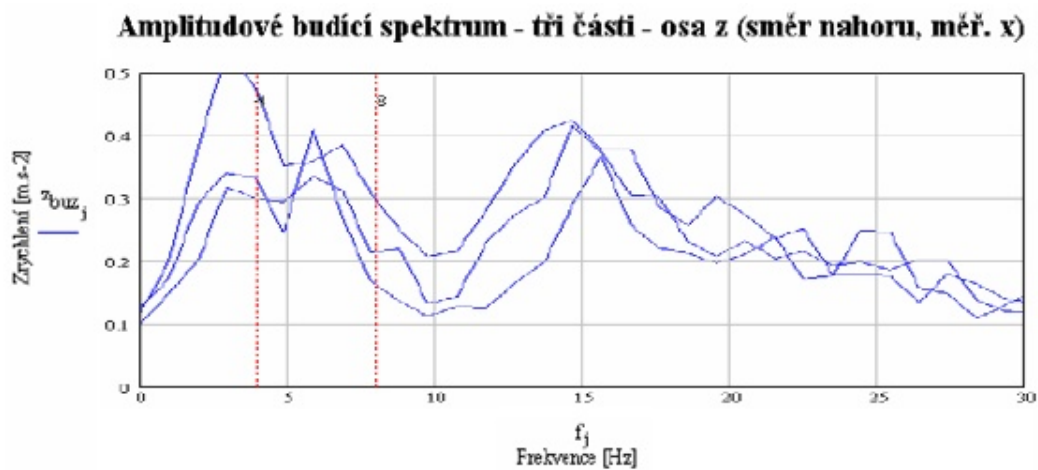
Obrázek 35 Testovací trasa, oblast Ostravy – Krásné Pole

Popis testovací trasy v oblasti Ostravy – Krásné pole:

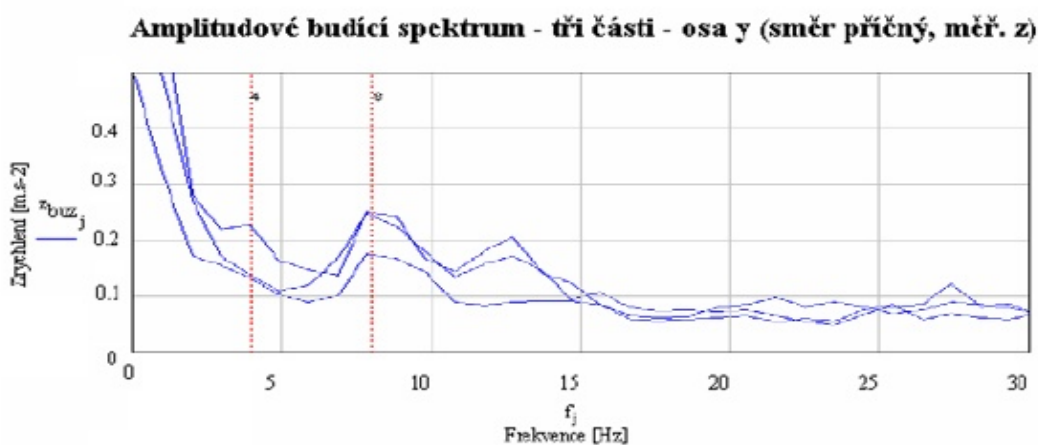
1. Start / Cíl
2. 1. retardér
3. 2. retardér
4. 3. retardér
5. 4. retardér
6. křižovatka č. 1
7. začátek obce Krásné Pole
8. křižovatka č. 2
9. křižovatka č. 3, nájezd na ul. Opavská
10. křižovatka č. 4, odbočení z Opavské

### 5.2.1. Převzaté budící signály

Převzaté z měření dne 27. května 2008 v oblasti Ostravy – Krásné Pole [16].



Obrázek 36 Budící signály v ose Z



Obrázek 37 Budící signály v ose Y



Obrázek 38 Budící signály v ose X

### 5.2.2. Výpočet sil pomocí naměřených dat z provozních zkoušek

Statická síla na kolo při rozložení tíhy automobilu 50 : 50 mezi přední i zadní nápravou je stejná proto:

$$F_{spk} = F_{szk} = \frac{G}{4} = \frac{8436,6}{4} = 2109,15 \text{ N} \quad (5.29)$$

Ve skutečnosti zadní náprava nese motor, bude proto zatížena větší silou než přední náprava. Bylo zvoleno pro statickou sílu na kolo rozložení tíhy automobilu 40 : 60 mezi přední i zadní nápravou.

$$F_{spk} = \frac{G \cdot 0,4}{2} = \frac{8436,6 \cdot 0,4}{2} = 1687,32 \text{ N} \quad (5.30)$$

$$F_{szk} = \frac{G \cdot 0,6}{2} = \frac{8436,6 \cdot 0,6}{2} = 2530,98 \text{ N} \quad (5.31)$$

Kde:

Ø  $F_{sik}$  .... statická síla na kolo (p – přední, z – zadní).

Odhadované rozložení tíhy automobilu 40 : 60 mezi přední i zadní nápravou by se mělo nejvíce blížit skutečnosti. Pokud tedy vybereme maximální statickou sílu na kolo jako vypočtenou sílu na zadním kole při rozložení tíhy automobilu 40 : 60. A dále pro výpočet použijeme odečtené maximální hodnoty budících signálů z testovacích jízd  $n_x, n_y, n_z$ . Budou síly na kolo dostatečně předimenzované.

Výpočet pomocí násobku zrychlení získaných z provozních zkoušek

Ø příčný směr (osa X) .....  $n_x = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$F_x = F_{szk} \cdot n_x = 2530,98 \cdot 0,5 = 1265,490 \text{ N} \quad (5.32)$$

Ø podélný směr (osa Y) .....  $n_y = 0,55 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$F_y = F_{szk} \cdot n_y = 2530,98 \cdot 0,55 = 1392,039 \text{ N} \quad (5.33)$$

Ø svislý směr (osa Z) .....  $n_z = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

○ svislý směr (osa Z, bez statické síly na kolo >> jen reakce na nerovnost)

$$F_z = F_{szk} \cdot n_z = 2530,98 \cdot 0,6 = 1518,588 \text{ N} \quad (5.34)$$

○ svislý směr (osa Z, připočtena i statická síla na kolo)

$$F_z = F_{szk} \cdot (1 + n_z) = 2530,98 \cdot (1 + 0,6) = 4049,568 \text{ N} \quad (5.35)$$



### 5.3. Srovnání vypočtených hodnot sil na jedno kolo

Stanovení sil na kolo bylo provedeno pomocí dvou metod. První metoda je, výpočet sil na nápravu s konstantní amplitudou pomocí brzdných vlastností pro skutečné parametry nového automobilu viz kapitola 5.1.2. Druhá metoda výpočtu sil na nápravu vychází z naměřených dat, při provozních zkouškách podobného automobilu STUDENT CAR viz [16]. Tato druhá metoda je brána jen pro srovnání vypočtených sil.

**Tabulka 1** Vypočtené síly na jedno kolo [N]

Směr vypočtené síly	Výpočtová metoda sil	
	Pomocí brzdných vlastností	Pomocí naměřených dat z provozních zkoušek automobilu STUDENT CAR
<b>v příčném směru osa X</b>	1865,603	1265,490
<b>v podélném směru osa Y</b>	2098,803	1392,039
<b>ve svislém směru osa Z (se statickou silou)</b>	2332,004 (-)	1518,588 (4049,568)
<b>Vektorový součet</b>	3650,163	2417,715 (4465,225)

Z Tabulka 1 Vypočtené síly na jedno kolo [N] je patrné, že vypočtené síly na nápravu pomocí brzdných vlastností jsou větší. Ale jen za předpokladu pokud bereme při výpočtu sil na nápravu z naměřených dat z provozních zkoušek pouze reakce na kolo, to znamená nezahrnutí statické síly do výpočtu síly ve svislém směru.

Pro výpočet nového rámu беру tedy jako zatížení na kolo síly získané výpočtovou metodou z brzdných sil. Tato metoda se používá pro výpočet sil, když jsou známy pouze přibližné rozměrové a hmotnostní vlastnosti nového vozidla. Metoda výpočtu sil pomocí naměřených dat z provozních zkoušek je možné provést až po vytvoření prvního funkčního prototypu. Slouží tedy jako podklady pro zatížení při dynamických zkouškách.

## **6. Vytvoření rámu pro vybrané automobilové konstrukční uzly**

### **6.1. Karoserie úvod**

Vždy jsou požadavky kladené na karoserii úzce spjaty s bezpečností silničního provozu, ale i na bezpečnost přepravovaných osob. Tuto bezpečnost motorového vozidla nazýváme jako provozní a lze ji rozdělit na dvě hlavní části. První část jsou aktivní bezpečnostní opatření, která mají snižovat možnost vzniku dopravní nehody. Druhou částí je pasivní bezpečnost, která má zmírnit následky nehody. Obě tyto části bezpečnosti úzce souvisí s jízdními vlastnostmi vozidla i s uspořádáním karoserie.

V současnosti jsou tyto požadavky kladené na bezpečnost motorových vozidel předepsány homologačními předpisy Evropské hospodářské komise (EHK) – OSN, a to především z hlediska konstrukce vozidel. V České republice platí zákon č. 56/2001 Sb. „O technických podmínkách provozu silničních vozidel na pozemních komunikacích“. Podobné požadavky na motorová vozidla uvádí vyhláška č. 341/2002 Sb. „O schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích“. Některé požadavky uvádí také české normy ČSN, normy ISO a směrnice EHS/ES.

Karoserie je část vozidla, která slouží k přepravě osob či nákladu. Tvar karoserie je závislý na počtu přepravovaných osob, množství nákladu a na druhu provozu (silnice, terén, sportovní účely) [5].

#### **Účel karoserie:**

- Ø bezpečnost osob a nákladu,
- Ø snadnost nastoupení a vystoupení osob z automobilu,
- Ø snadnost naložení a vyložení nákladu
- Ø ochrana před povětrnostními vlivy,
- Ø snadný přístup k částem automobilu (doplňování provozních kapalin).

### **6.2. Dělení karoserie (nástavby) podle vztahu k podvozku**

#### **6.2.1. Samonosná**

Nemá samostatný rám a hnací ústrojí a ostatní části podvozku se přímo připevňují ke karoserii nebo prostřednictvím pomocných konstrukcí, nebo prostřednictvím rámu pevně

s ní spojeného (pomocný rám, nápravnice). Hlavním rysem samonosné karoserie je v jejím využití konstrukce jako nosné části nejen pro podvozkové skupiny, ale i pro namáhání vznikající při jízdě. Mezi další výhody patří lehká konstrukce, vysoká možnost automatizace výroby, a dále malé výrobní náklady při velkém počtu vyrobených kusů. Jako velká nevýhoda je úprava tvaru karoserie.

#### **6.2.2. Polonosná**

Oproti samonosné má také rám, který však slouží jen k uchycení podvozkových částí. Statické zatížení vozidla a namáhání při jízdě vozidla nese rám společně s karoserií, která musí být s rámem pevně, ale rozebíratelně spojena. Toto provedení je rozšířeno tam, kde není samotný rám schopen přenášet zatížení.

#### **6.2.3. Podvozková**

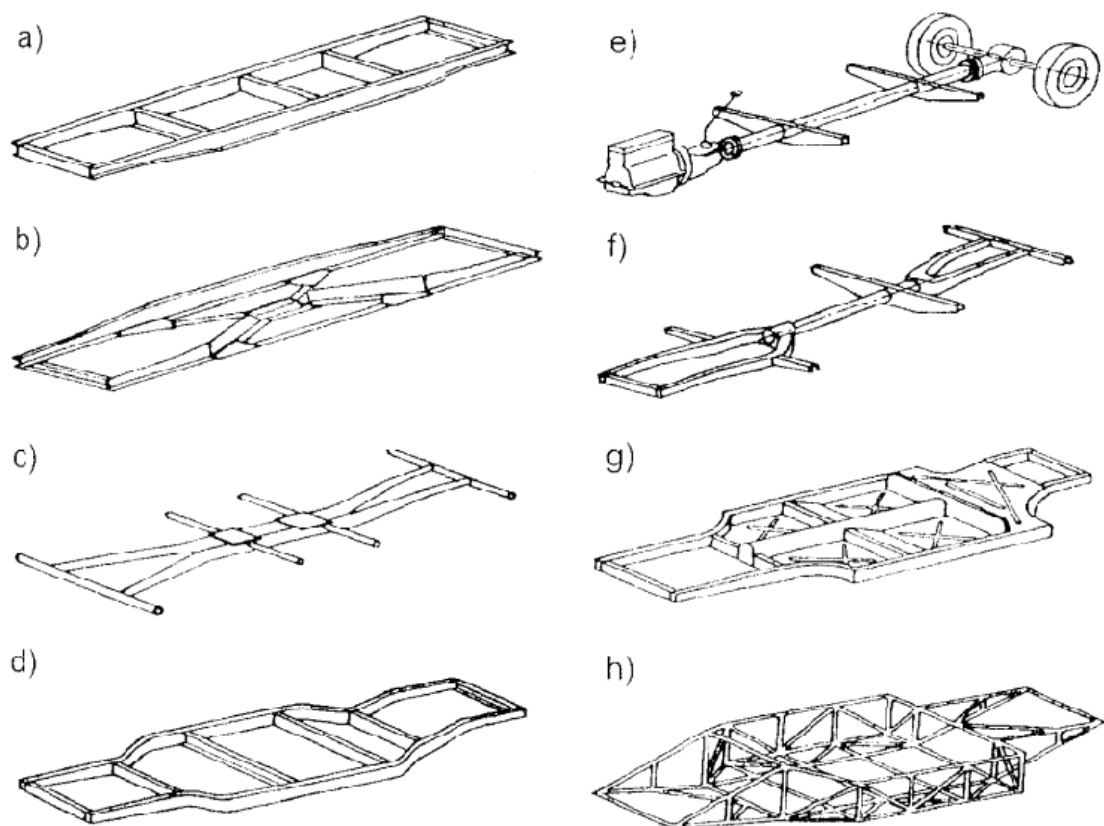
Jde o nesamonosnou karoserii nebo také o rámovou karoserii. Statické zatížení vozidla a tak i namáhání při jízdě od závěsů kol, hnacího ústrojí, zachycuje podvozek s rámem. Který nese řídící a hnací ústrojí i karoserii. Karoserie je připojena k rámu pružně. Toto provedení umožňuje vzájemný pohyb karoserie a rámu, aniž by docházelo k její nadměrnému namáhání. Pružné členy také zabraňují přenosu hluku do karoserie. Toto řešení se využívá hlavně u nákladních automobilů, přívěsů. Velkou výhodou je její univerzální použití pro různé nástavby.

#### **6.2.4. Druhy podvozkových rámu**

Rám vozidla je nosná část vozidla vytvořená z různých nosných prvků. Podle ČSN 30 0025 se dá rozdělit na:

- a) **žebřinový** – je tvořen dvěma podélnými nosníky a několika příčkami,
- b) **úhlopříčkový** – je také tvořen ze dvou podélných nosníků a dvojicí úhlopříček ve střední části,
- c) **křížový** – skládá se ze dvou podélníků, které se ve střední části navzájem sblíží,
- d) **obvodový** – vychází z rámu žebřinového, ale podélné nosníky kopírují boční obrys vozidla,
- e) **páteřový** – jeden podélný nosník ve středu vozidla použitý u nákladních aut,
- f) **páteřový vidlicový** - přední a zadní část pro uložení hnacího ústrojí nebo rozvodovky je rozdvojena,

- g) **plošinový** – jedná se o vyztuženou plošinu, která zároveň slouží jako podlaha vozidla,
- h) **příhradový rám** – je vytvořen jako příhradová prostorová konstrukce.



Obrázek 39 Druhy rámu vozidel podle ČSN 30 0025 [5]

### 6.3. Výpočet tvarové pevnosti

Tvarová pevnost struktury automobilu může být vyšetřena experimentálně nebo výpočtem. Pro experimentální provedení je nutné, aby byl vyroben funkční prototyp automobilu. Proto se tvarová pevnost určuje nejprve výpočtem.

Pro výpočet rámu je možné použít různé metody s rozdílnou náročností a rozdílnou přesností. V současné době se k vývoji a výpočtům nových dílů z hlediska pevnosti a tuhosti používá metoda konečných prvků. Kdy je struktura rámu jak tvar, tak materiálové vlastnosti nahrazeny matematickým modelem.

Modely nahrazujeme podle složitosti jednotlivými elementy například nosníkovými prvky, skořepinovými a prostorovými prvky se známými elastickými vlastnostmi, které vyjadřují například ohybové, torzní a membránové charakteristiky.

#### **Pro statickou analýzu využíváme hlavně základní prvky:**

- Ø nosníkové - jednorozměrný prvek s plným či dutým průřezem,
- Ø dvourozměrné prvky - membránové plechové pole, desky nebo misky (rovné či zakřivené pole), skořepiny
- Ø tělesa - prostorové prvky – objemové prvky.

#### **Pro dynamickou analýzu jsou tyto základní prvky doplněny o přídavné prvky:**

- Ø hmotnostní tělesa,
- Ø pružiny,
- Ø tlumiče.

#### **Mezi hlavní výhody metody konečných prvků patří:**

- Ø použití jako pro statický tak i pro dynamický výpočet,
- Ø dostatečná přesnost výsledků (závislá na počtu a druhu základních prvků),
- Ø rychlé vyšetření konstrukčních návrhů (při modifikacích),
- Ø možné použití pro simulování nárazů vozidel.

Nevýhody pak vyplývají při použití velkého počtu prvků (velké množství vstupních a výstupních údajů). Proto vždy závisí na výpočetním výkonu, který máme k dispozici. Je důležité, aby detailnost modelu byla vždy odpovídající k požadované přesnosti výsledků.

Pro zjištění tuhosti, resp. poddajnosti návrhu rámu automobilu je použita numerická modální analýza, kdy je rám volně umístěn v prostoru. Prvních šest vlastních tvarů rámu je tedy nulových. A vždy je brán pro srovnání a pro určení tuhosti první vlastní torzní mód a první vlastní ohybový mód.

## 6.4. Materiálové charakteristiky

Při navrhování nového rámu automobilu jako prostorového modelu byl zprvu pouze použit hlavně materiál uhlíková konstrukční ocel. Při dalších návrzích nového rámu je také pro doplnění výpočtů použit plech pro vyztužení příhradové konstrukce rámu, který je ze slitiny hliníku.

### 6.4.1. Oceli

Při konstrukci jsou využity především profily z uhlíkové konstrukční oceli třídy S235JRH (obdobná 11 375). Je vhodná pro svařování. Její mechanické hodnoty jsou uvedeny v Tabulka 2 a jsou čerpány z [17].

Použité průřezové profily:

Ø Profil uzavřený svařovaný černý se čtvercovým průřezem

- |                |                |
|----------------|----------------|
| ○ 20x20x1,5 mm | váha 0,83 kg/m |
| ○ 20x20x2 mm   | váha 1,05 kg/m |
| ○ 25x25x1,5 mm | váha 1,06 kg/m |
| ○ 25x25x2 mm   | váha 1,36 kg/m |
| ○ 25x25x2,5 mm | váha 1,64 kg/m |
| ○ 35x35x2 mm   | váha 1,99 kg/m |

Dále byl použit pro uchycení tlumičů plech válcovaný za tepla materiál S235J2C. Jeho mechanické hodnoty jsou uvedeny v Tabulka 2 a jsou čerpány z [18].

Ø Plech tloušťky  $t_{\text{ploce}} = 4 \text{ mm}$ .

### 6.4.2. Slitiny hliníku

Plech hliníkový materiál Al99,5 EN AW 1050 H18. Jeho mechanické hodnoty jsou uvedeny v Tabulka 2 a jsou čerpány z [19].

Ø Plech tloušťky  $t_{\text{plAL1}} = 0,8 \text{ mm}$ .

Ø Plech tloušťky  $t_{\text{plAL2}} = 1,6 \text{ mm}$ .

### 6.4.3. TUHÉ

Materiál s označením TUHÉ je zaveden z důvodu, že při rozdělení sil pomocí zavedení vzdáleného bodu, který představuje nahrazení styku kola s vozovkou, nebylo možné přímo zadat (kolize s nosníkovými prvky) a následně kontrolovat požadované rozložení sil. Proto byly vymodelovány vždy zjednodušené ramena náprav a tlumiče tak, aby byly uchyceny přesně do styčných míst na nápravnici a v rámu. Tímto zjednodušením se při zadávání sil přímo do bodu styku kola s vozovkou zajistí, že síly budou přímo působit do styčných míst bez toho, aby byly tlumeny silentbloky na ramenech nápravnic či tlumiči. Tento stav můžeme označit jako mezní. Je ale nutné tyto zjednodušené prvky považovat jako „absolutně tuhé“, aby nebyl výpočet ovlivněn jejich deformací.

Tabulka 2 Materiálové parametry

Materiál	S235JRH	S235J2C	Al99,5 H18	TUHÉ
Mez kluzu v tahu $R_e$ (MPa)	235	235	120	-
Mez pevnosti v tahu $R_m$ (MPa)	360	450	min 140	-
Modul pružnosti v tahu $E$ (MPa)	210000	210000	71000	$2e^{13}$
Poissonovo číslo $\mu$ (—)	0,3	0,3	0,33	0,3
Hustota $\rho$ (kg · m <sup>3</sup> )	674/	7850	2770	674/

## 6.5. Návrhové řešení rámu pro kompletní podvozkovou platformu

Prvotní požadavek byl pouze testování samotných dílů podvozkových platform automobilu Hyundai i30. Například testování samotných ramen nápravy. Při započetí řešení požadavku se však zjistilo, že samotný výrobce už jistě tuto komponentu dostatečně dimenzoval na takovou míru, jakou předepisují homologačními předpisy Evropské hospodářské komise. Jednalo by se tedy pak spíše jen o ověřování dílů.

Po dlouhých konzultacích vyvstal návrh testovat kompletní podvozkovou platformu s pohonnou jednotkou i s tlumiči. Po dynamickém testování by mohla být použita, jako prvotní stavební člen pro některý budoucí nový automobil.

Aby se mohlo začít zkoušet, bylo potřeba navrhnout nový tuhý rám, který by nahrazoval vlastnosti samonosné karosérie od výrobce. Jako zatížení byla vzata síla pouze v ose Z ( $F_z = 2500\text{ N}$ ), ostatní osy jsou zachyceny pevným uložením nápravnice k upínací desce, proto se neuvažují. Požadováno bylo, aby v konstrukci nevznikaly napětí větší jak polovina meze kluzu. Je to z toho důvodu, aby se předešlo při následném dynamickém zkoušení k překročení meze kluzu. Všechny verze jsou modelovány převážně pomocí nosníkových prvků a pro uchycení tlumičů k rámu jsou použity skořepinové prvky (plech).

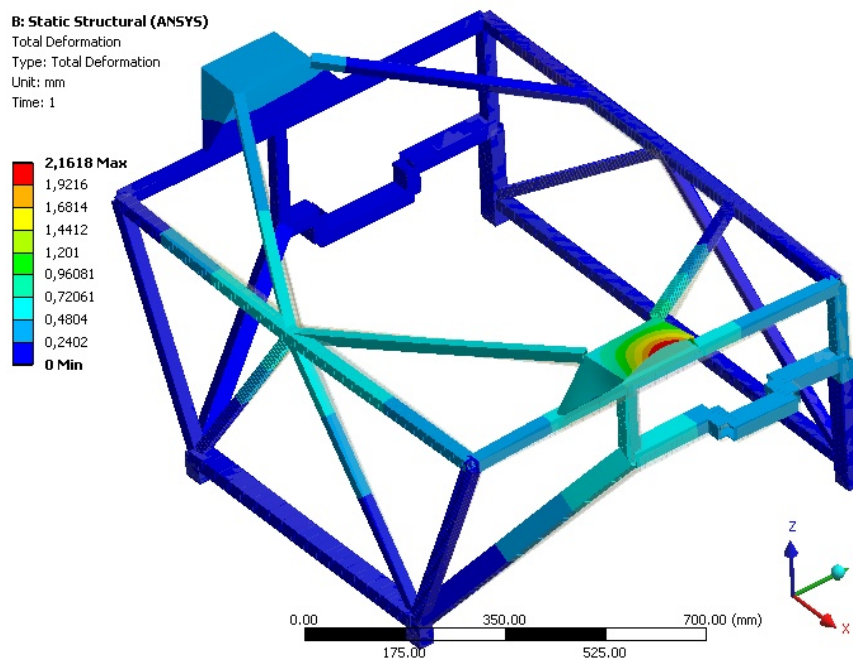


Obrázek 40 Kompletní podvozková platforma Hyundai i30 (Foto Laboratoř stavby automobilů)

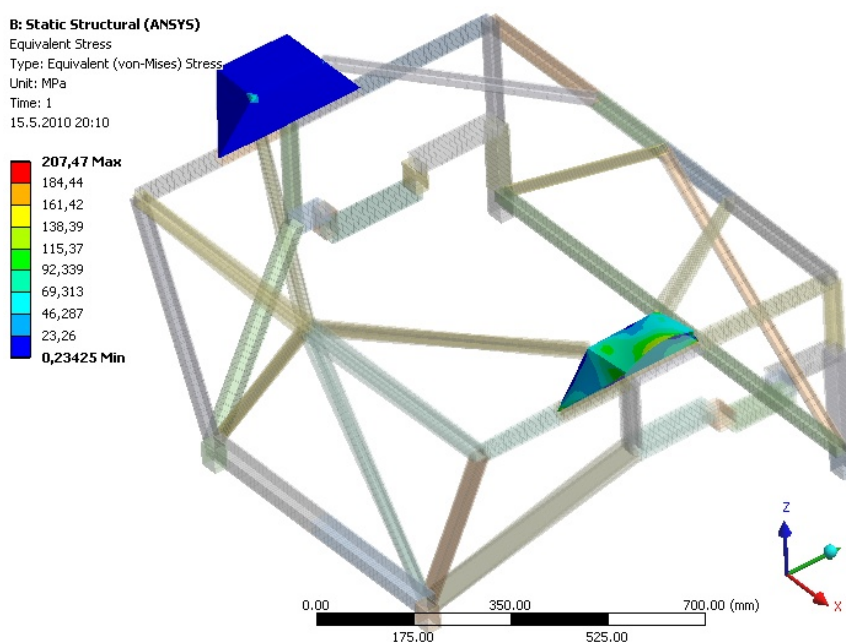


### 6.5.1. Varianta 1

Při návrhu první verze V1 je využito příhradové konstrukce s plošnými prvky pro uchycení tlumičů. Uchycení tlumičů bylo převzato od konkurence Kaipan 14. Průřezové charakteristiky jsou vzaty  $30 \times 40 \times 2 \text{ mm}$ ,  $25 \times 25 \times 1,5 \text{ mm}$  a  $20 \times 20 \times 1,5 \text{ mm}$ . Tloušťka plechu pro uchycení tlumičů je  $t_{\text{plocel}} = 4 \text{ mm}$ .



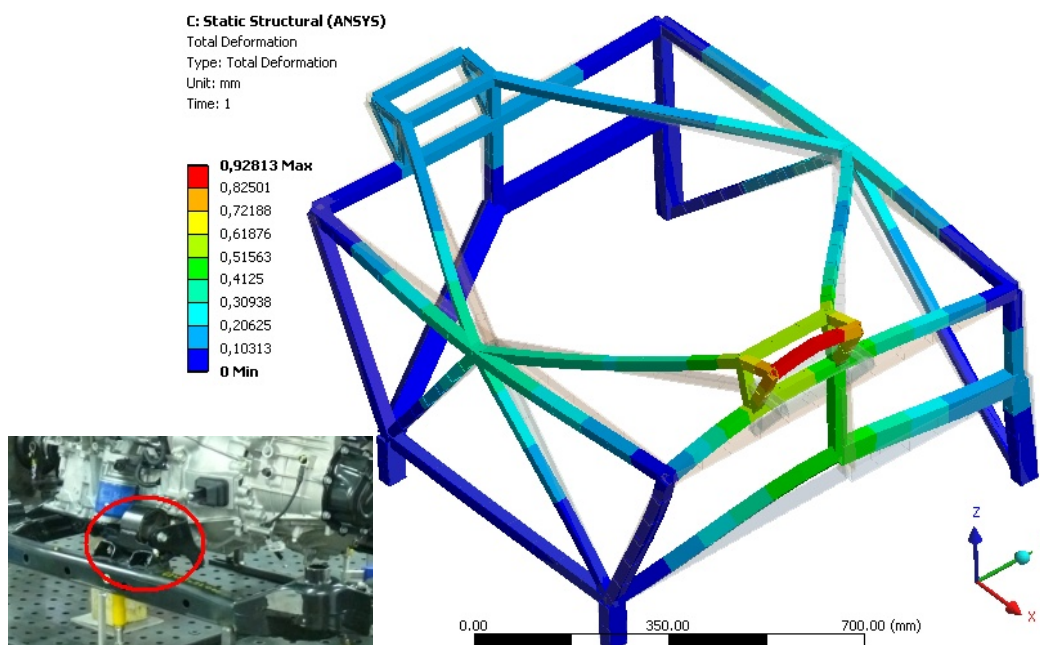
Obrázek 41 V1 Celkové posuvy (Maximum 2,162 mm)



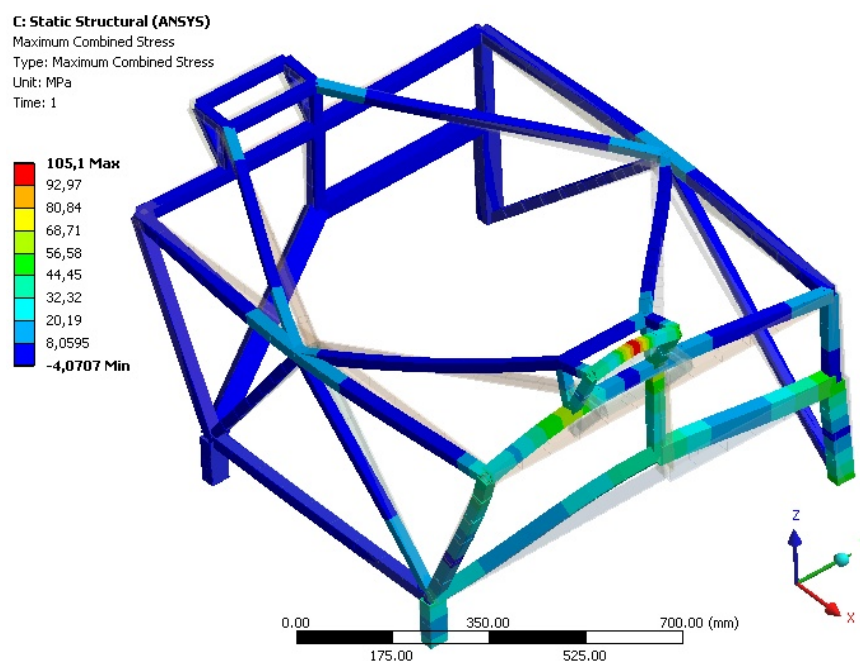
Obrázek 42V1 Maximální vypočtené redukované napětí je na použitých plošných prvcích a to 207,47 MPa

### 6.5.2. Varianta 2

Z výsledků V1 je patrné že použití plechu se neprojevilo jako dobré a v další verzi V2 je nahrazen příhradovou konstrukcí s průřezem **20x20x1,5 mm**. Mezi další úpravy patří odebrání dolní vzpěry v přední části rámu z důvodů protnutí uložení motoru na nápravnici.



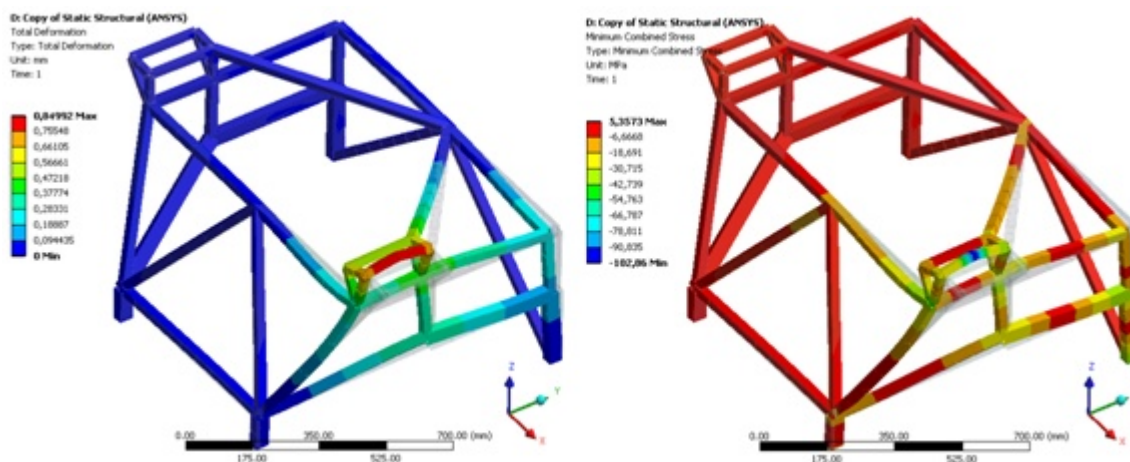
Obrázek 43 V2 Celkové posuvy (Maximum 0,928 mm), vlevo detail uchycení motoru



Obrázek 44 V2 maximální vypočtené redukovaného napětí dle HMH je 105,1 MPa

### 6.5.3. Varianta 3

Po nahrazení plechu za příhradovou konstrukci v V3 kleslo vypočtené redukované napětí dle HMH na  $105,1 \text{ MPa}$ . Je však ještě provedena další varianta V3, kvůli minimalizování zadní části (použití jen pro zkoušení, nedaly by se zde umístit výfukové svody).



Obrázek 45 Vpravo V3 Celkové posuvy (Maximum  $0,85 \text{ mm}$ ), vlevo V3 Vypočtené největší napětí je minimální redukované napětí dle HMH a to  $-102,86 \text{ MPa}$

Při posledním návrhu daného náhradního rámu se zjistilo, že dynamickým zkoušením celé nápravy by ve výsledku byla zatěžována vždy každá celá část kompletní podvozkové platformy a to buď levé kolo, nebo pravé kolo. Nedocházelo by tedy k ovlivnění výsledků pravé strany ze zkoušení strany levé. Jako by byly na sobě nezávislé, patrné na Obrázek 45.

Proto byly provedeny opět nové konzultace se zadavatelem pro upřesnění požadavků. Ze kterých nakonec vyplynulo dohodnutí pro vytvoření nového rámu pro nové vozidlo. Tímto tedy vznikne přímo návrh nového rámu pro dané konstrukční uzly převzaté z automobilu Hyundai i30. Následně se bude tento nově vzniklý automobil celý dynamicky zkoušet. Díky dynamickému zkoušení a jízdním testům se docílí dokonalého nastavení podvozku.

## 7. Návrh a výpočet nového rámu automobilu

### 7.1. Požadavky pro vytvoření rámu nového automobilu

Jako hlavní požadavek na návrh nového rámu je zachování jízdních vlastností vozu Hyundai i30. Proto jsou pro nový automobil použity dvě kompletní přední podvozkové platformy HYUNDAI i30. Které se skládají z nezávislého zavěšení předních kol McPherson se stabilizátorem s plynovými tlumiči a vinutými pružinami.

Přední část vozu bude tvořena podvozkovou platformou bez pohonné jednotky. Sériově dodávané tlumiče na této přední nápravě se musí upravit z důvodů požadavku na co nejnižší příd' nově vzniklého automobilu. Tohoto požadavku by se dalo docílit i pouhým zkrácením sériových tlumičů, ale nemusely by být zachovány jejich tlumicí vlastnosti a nebylo by možné je nijak seřídit na požadované vlastnosti. Proto je lepší je nahradit už od začátku za plně stavitelné tlumiče. Které můžeme po jízdních testech různě nastavovat.

Pro vytvoření zadní části nového vozu je použita podvozková platforma s pohonnou jednotkou a v prototypové výrobě jsou zachovány i sériové tlumiče. Pokud by se projevilo při jízdních testech, že tyto sériově dodávané tlumiče nestačí. Je doporučena výměna stávajících tlumičů za plně stavitelné tlumiče.



Obrázek 46 Předběžné sestavení náprav nového automobilu (Laboratoř stavby automobilů)

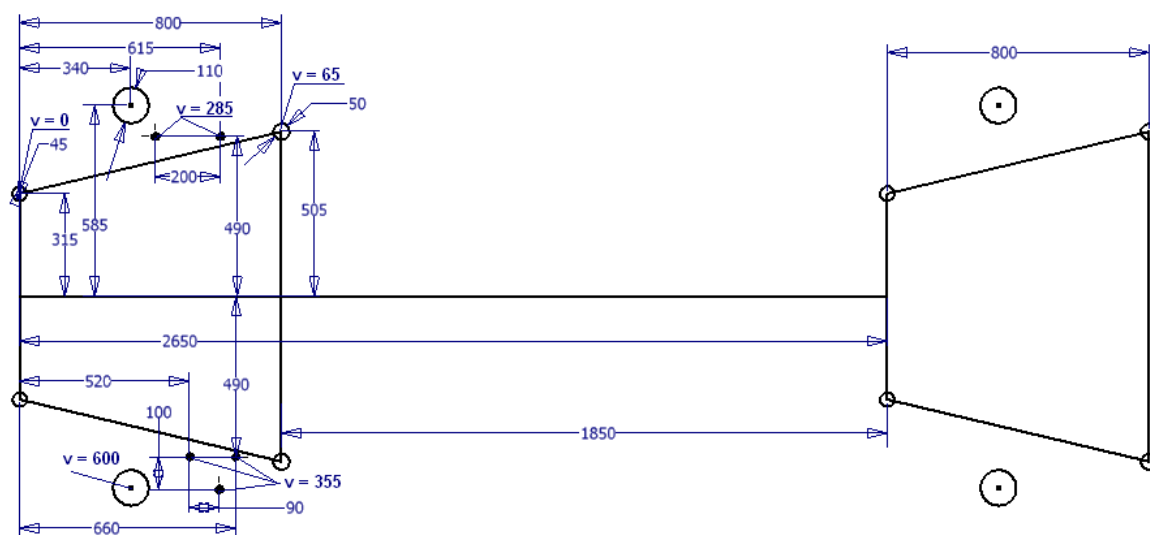
### 7.1.1. Požadavky na návrh nového rámu automobilu

Cílem je tedy navrhnout, co nejtuzší náhradu originálního samonosného rámu tak, aby splňovala požadavky například:

- Ø sportovní karoserie pouze pro dvě osoby,
- Ø dostatečný prostor pro přepravované osoby,
- Ø nízká příď,
- Ø motor v zadu,
- Ø nízkou hmotnost rámu,
- Ø dobré tuhostní vlastnosti,
- Ø použití vybraných sériových dílů z vozu Hyundai i30,
- Ø a další.

### 7.1.2. Rozměry dané geometrií automobilu Hyundai i30

Při návrzích je důležité dodržet hlavně rozvor podvozku **2650 mm**, který je dán geometrií náprav automobilu Hyundai i30. Na Obrázek 46 je fotografické vyobrazení sestavených podvozkových dílů při dodržení předepsaného rozvoru. Na Obrázek 47 je schematický nákres rozměrů v *mm*.



Obrázek 47 Rozměry podvozkových platforem s uvedenými výškami úchytů v *mm*

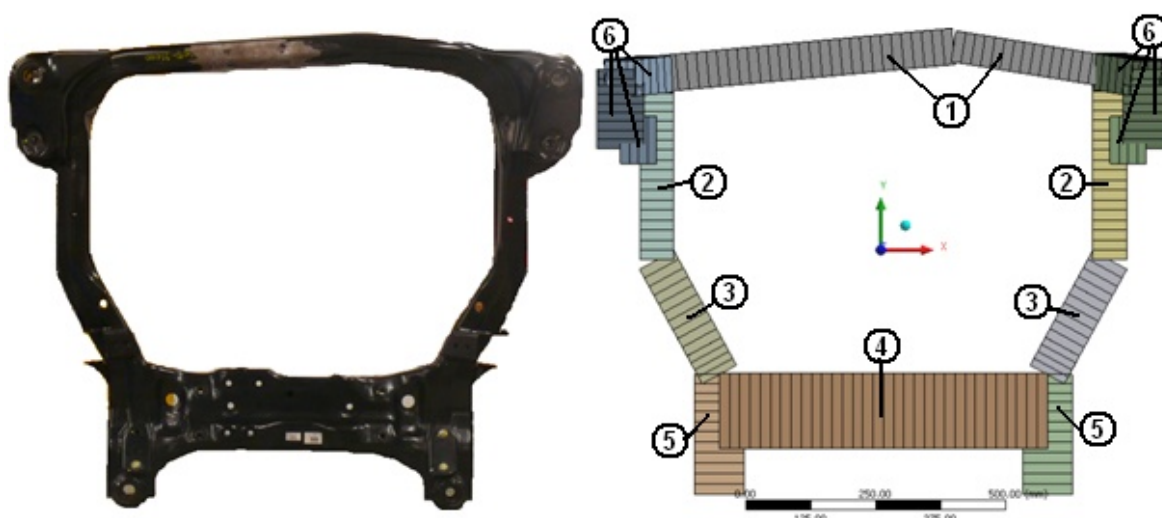


### 7.1.3. Zjednodušení skutečné nápravnice

Nápravnice jsou v každém návrhu zjednodušeně modelovány pomocí nosníkových prvků s průřezovými charakteristikami přibližně odpovídající skutečným průřezům. Toto zjednodušení je možné použít, protože ve skutečnosti je nápravnice složitě profilovaná. To znamená, že má větší tuhost. Materiálové vlastnosti nápravnice nejsou známy, proto byly využity materiálové vlastnosti známé pro profily z uhlíkové konstrukční oceli třídy S235JRH. I tento předpoklad je na bezpečné straně, protože výrobce předpokládá velké namáhání součásti a proto je zajisté vyrobena z kvalitnější oceli než je S235JRH.

Použité průřezové charakteristiky při nahrazení skutečných průřezů:

- ① 70x60x2 mm    ③ 75x40x2 mm    ⑤ 145x40x2 mm  
 ② 65x45x2 mm    ④ 95x30x2 mm    ⑥ 90x75x2 mm



Obrázek 48 Vpravo skutečná nápravnice, vlevo nahrazení pomocí konečnoprvkového modelu

### 7.1.4. Zatížení na kolo

Zatížení na kolo je vypočteno v kapitole 5. V Tabulka 3 jsou uvedeny použité hodnoty zatížení na kolo při provádění statických výpočtů. Síly jsou zaokrouhlené na stovky N.

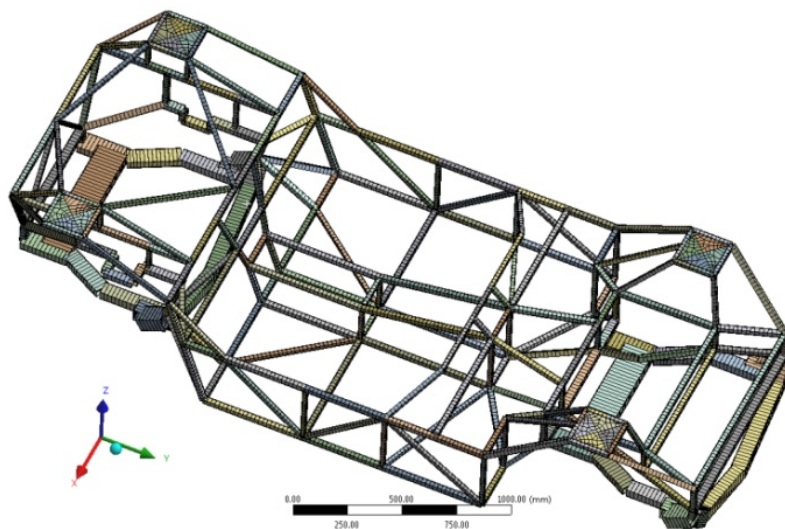
Tabulka 3 Vypočtené síly na kolo

Směr vypočtené síly	Síly na kolo [N]
v příčném směru osa X	1900
v podélném směru osa Y	2100
ve svislém směru osa Z	2300

## 7.2. Rám varianta výchozí (RVV)

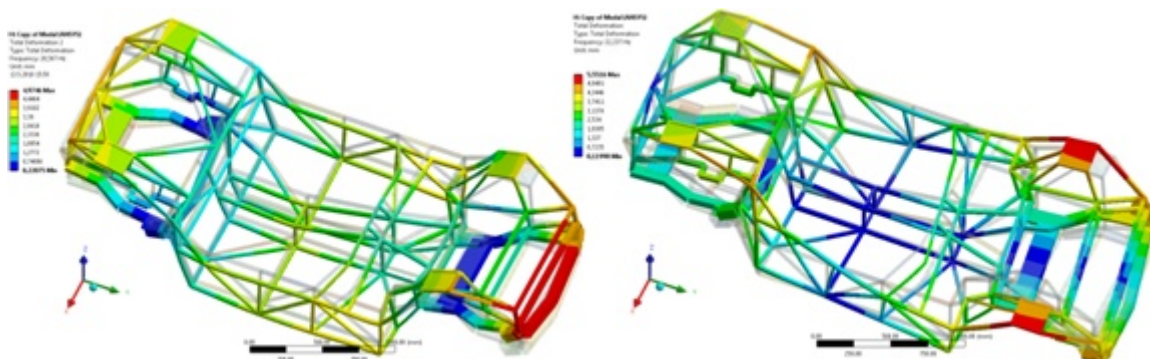
Při navrhování byly využity podklady z předchozí kapitoly 6.5. návrhy rámu pro kompletní podvozkovou platformu. A přímo Varianta 2. Je využita jako základ při navrhování rámu nového automobilu. Přední podvozková platforma je bez pohonné jednotky a při jejím navrhování byl požadavek, aby byla co nejnižší. Po konzultacích se zadavatelem o ideové představě přední části nového rámu. Vystal návrh na vytvoření samotné kopuly pro každé kolo, které bude možné dobře designéřsky zapracovat. Nový rám je vytvořen hlavně pomocí čtvercových profilů z uhlíkové konstrukční oceli. V konečnoprvkovém modelu jsou modelovány pomocí nosníkových prvků. Nově vzniklý rám je navrhnut s pomocí využití základních znalostí příhradových konstrukcí. Uchycení tlumičů je provedeno pomocí plechu. V konečnoprvkovém modelu jsou modelovány pomocí skořepinových prvků.

Při navrhování prvního modelu byl hlavní požadavek dodržet co největší prostor pro posádku. Dále je také důležité, aby měl rám vždy co největší tuhost jak torzní, tak i ohybovou. Tyto vlastnosti se zjišťují vždy provedením numerické modální analýzy, kdy je rám volně umístěn v prostoru. Následně jsou provedeny statické výpočty, kdy je zatíženo vždy jedno kolo vypočtenými silami uvedenými v Tabulka 3. Redukované napětí nesmí přesáhnout hodnoty mezí kluzu v tahu  $Re$  (MPa) u uvedených materiálů.



Obrázek 49 Konečnoprvkový model rámu i nápravnicemi - RVV





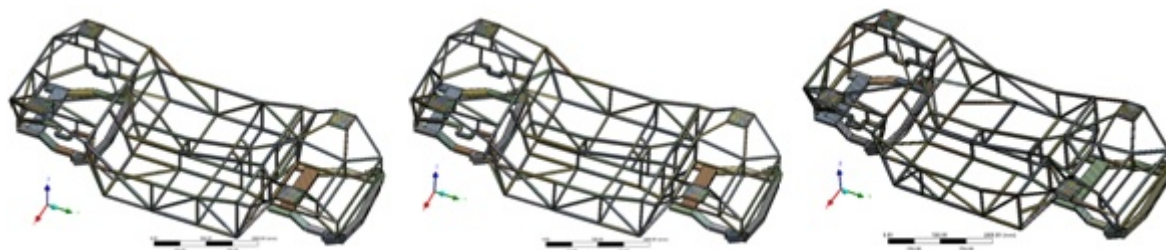
Obrázek 50 RVV 1. vlastní torzní mód při 22,237Hz , 1. vlastní ohybový mód při 28,567Hz

### 7.3. Postupný vývoj nového rámu

Při konzultacích se zadavatelem v průběhu vývoje návrhu rámu se prováděly různé modifikace výchozího rámu, tak aby nový rám vyhovoval z hlediska snadné výrobitelnosti a také, aby obsahoval řešení úchytů pro pedály (plyn, spojka, brzda), dostatek místa pro brzdový posilovač. Proto se provedly v průběhu vývoje různé modifikace nejen v přední části rámu.

Pro každou novou variantu (nebo jen modifikaci) nového rámu byly vždy provedeny všechny potřebné výpočty (modální analýza a statické výpočty). Výsledky z výpočtů byly pak důkladně analyzovány. A pokud se v různých částech konstrukce vyskytly vysoké napětí. Provedla se další modifikace, tak aby se síly rozložily do více nosníků, a tím se snížilo napětí v kritických místech. Následně se provedly opět nové výpočty a jejich nová analýza.

V průběhu vývoje bylo provedeno několik návrhových řešení, pomocí kterých se dospělo k finální variantě nového rámu. Výsledky pro každé návrhové řešení jsou patné v kapitole 7.4.



Obrázek 51 Ukázka vývoje rámu (konečnoprvkové modely)

## 7.4. Srovnání vlastností a výsledků variant rámu

Uvedené hmotnosti jsou získány z geometrického konečnoprvkového modelu vytvořeného v programu ANSYS. Vlastní frekvence každé varianty rámu jsou odečteny z výpočtů modální analýzy. Velikosti celkového posunutí od zatížení na kolo pro každou variantu rámu jsou odečteny ze statických výpočtů.

Tabulka 4 Hmotnosti samotného nosníkového rámu [kg]

<b>varianta I</b>	99,185
<b>varianta II</b>	81,355
<b>varianta III</b>	81,355
<b>varianta IV</b>	86,465
<b>varianta V</b>	87,425
<b>varianta VI</b>	84,965
<b>varianta VII</b> (upravené průřezy bez palubky)	83,995
<b>varianta VIII</b> (bez výztuhy sedačky)	83,035
<b>varianta IX</b>	84,445
<b>Variant X</b>	84,505
<b>Variant X I</b>	86,695
<b>Variant S</b> (podle skutečné výroby)	<b>103,145*</b>
<b>Kaipan V1 (uvedeno v Příloze B)</b>	72,379
<b>Kaipan V2 (uvedeno v Příloze B)</b>	74,577
<b>Lotus ELISE</b> (uvedeno v Příloze C)	285,000

\*Při objednávání profilů pro výrobu rámu se zjistilo, že profil **25x25x1,5 mm** na skladě nyní není a jeho objednání by trvalo nejméně měsíc. Místo něj je použit profil **25x25x2 mm**. Díky tomu musí být nahrazen i předchozí profil **25x25x2 mm**, který byl použit pro nejvíce namáhané nosníky, za profil **25x25x2,5 mm**.

Tabulka 5 Vlastní frekvence rámu [Hz]

	1. vlastní torzní mód		1. vlastní ohybový mód	
	<i>prutového modelu</i>	<i>prutového modelu s plechy</i>	<i>prutového modelu</i>	<i>prutového modelu s plechy</i>
<b>varianta I</b>	22,237	40,330	-	-
<b>varianta II</b>	21,776	34,162	30,651	-
<b>varianta III</b>	21,776	32,647	29,611	-
<b>varianta IV</b>	22,056	35,175	29,716	37,857
<b>varianta V</b>	25,995	35,177	35,508	41,831
<b>varianta VI</b>	25,030	34,876	35,692	41,967
<b>varianta VII</b> (upravené průřezy bez palubky)	24,599	34,717	35,833	42,048
<b>varianta VIII</b> (bez výztuhy sedačky)	24,576	34,516	35,735	43,375
<b>varianta IX</b>	24,784	34,646	36,296	42,318
<b>Varianta X</b>	24,775	34,641	36,347	42,095
<b>Varianta XI</b>	24,565	34,977	37,780	42,526
<b>Varianta S</b> (podle skutečné výroby)	<b>24,743</b>	<b>34,702</b>	<b>38,202</b>	<b>43,163</b>
<b>Kaipan V1 (uvedeno v Příloze B)</b>	27,537	29,702	33,440	-
<b>Kaipan V2 (uvedeno v Příloze B)</b>	29,757	-	39,356	-
<b>Lotus ELISE</b> (uvedeno v Příloze C)	35,160	-	31,600	-

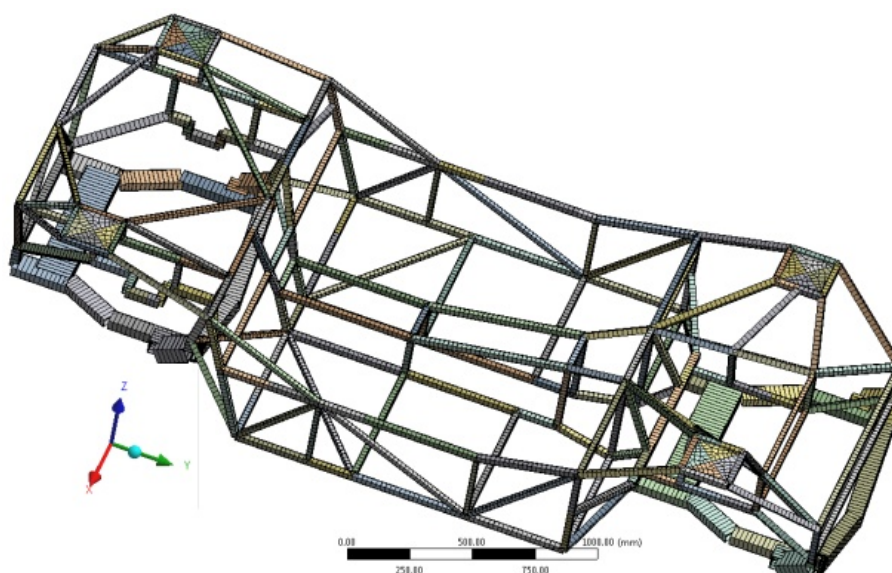
Tabulka 6 Velikosti celkového posunutí od zatížení na kolo [mm]

	Přední kolo		Zadní kolo	
	<i>prutový model</i>	<i>prutový model s plechy</i>	<i>prutového modelu</i>	<i>prutový model s plechy</i>
<b>varianta I</b>	-	10,427	-	-
<b>varianta II</b>	46,187	12,435	47,967	12,572
<b>varianta III</b>	49,267	12,570	-	-
<b>varianta IV</b>	32,758	14,303	-	-
<b>varianta V</b>	30,122	10,916	30,231	11,609
<b>varianta VI</b>	-	-	-	-
<b>varianta VII (upravené průřezy bez palubky)</b>	32,134	11,016	32,071	11,692
<b>varianta VIII (bez výztuhy sedačky)</b>	32,987	11,151	34,217	-
<b>varianta IX</b>	31,336	11,067	31,106	11,695
<b>Varianta X</b>	32,271	12,154	31,306	11,890
<b>Varianta XI</b>	31,267	11,312	30,274	10,932
<b>Varianta S (podle skutečné výroby)</b>	27,572	10,600	26,704	10,206
<b>Kaipan V1 (uvedeno v Příloze B)</b>	62,908	-	80,327	-
<b>Kaipan V2 (uvedeno v Příloze B)</b>	69,048	-	87,566	-

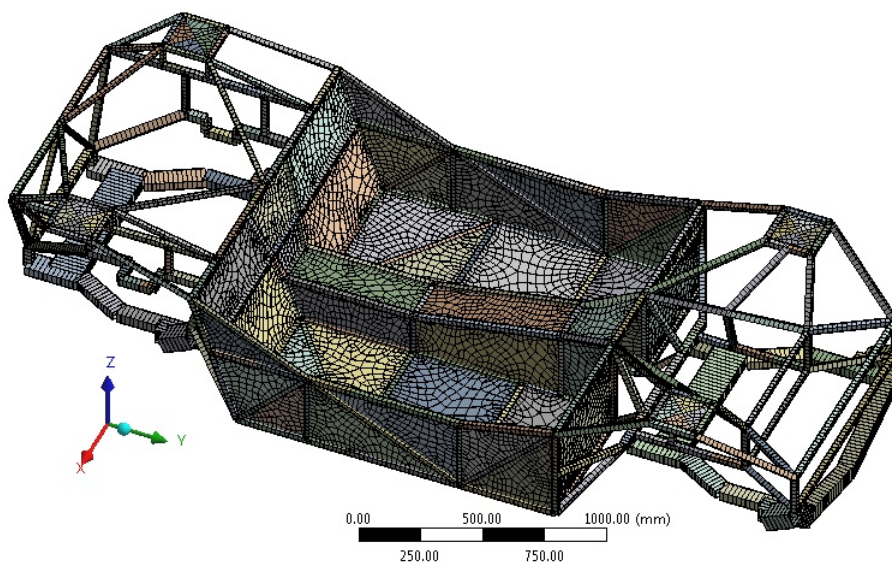
Neuvedené hodnoty nebyly vypočteny z důvodů zjištění překročení dovolených hodnot (velké deformace nebo překročení meze kluzu materiálu) již při prvních výpočtech. Proto byla rovnou provedena nová modifikací rámu. Neuvedené hodnoty u automobilu Kaipan nejsou uvedeny z důvodu nevytvoření konečnoprvkového modelu s plechy, protože tento rám nebyl předmětem diplomové práce a slouží jen pro srovnání. Taktéž hodnoty pro automobil Lotus Elise nejsou uvedeny z důvodu omezených informací ze získané výpočtové zprávy [20].

## 7.5. Rám varianta skutečná (RVS)

Po několika modifikacích a konečném upřesnění všech požadavků zadavatele vznikl finální návrh rámu. Který vyhovuje všem požadavkům. Výpočet s plechy je spíše orientační, protože plechy by musely být navařeny vždy přímo do rámu v prostoru mezi nosníky. Proto slouží spíše jen jako přibližné zjištění tuhosti rámu. Při těchto vývojových výpočtových simulacích je zaplechována pouze část kokpitu automobilu. Ve skutečnosti bude ale zaplechována větší část celého auta. Což může vést ke zvýšení zjišťované tuhosti rámu.



Obrázek 52 Konečnoprvkový model rámu i nápravnic – RVS

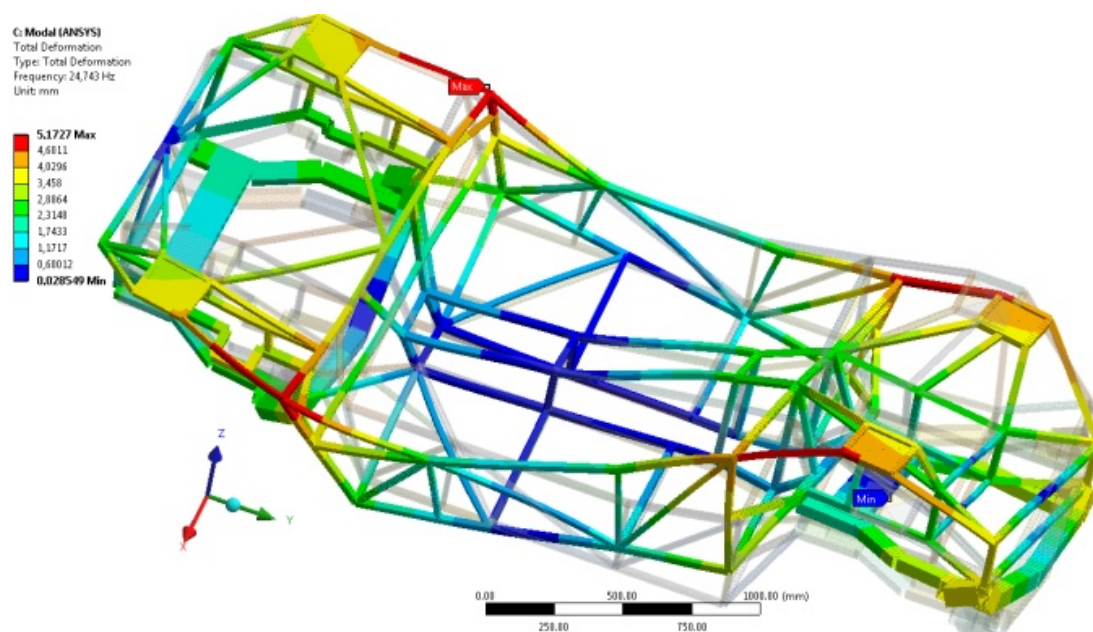


Obrázek 53 Konečnoprvkový model rámu s nápravnicemi i s AL plechy – RVS-AL

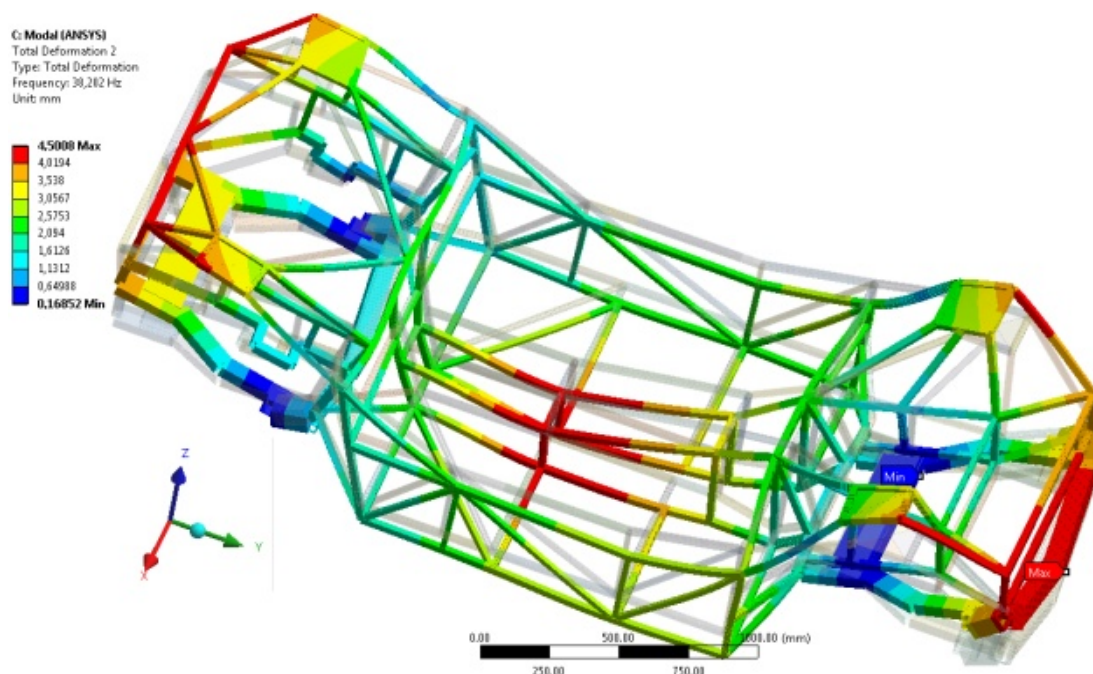


### 7.5.1. Numerická modální analýza

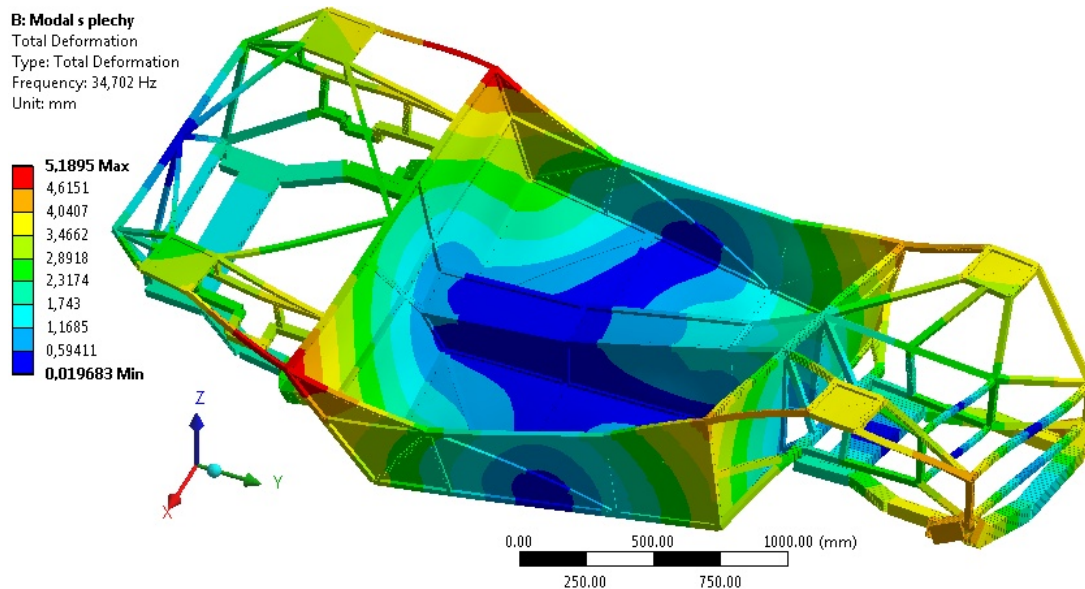
Pomocí tohoto výpočtu se zjišťuje předběžná celková tuhost rámu automobilu, na které jsou pak přímo závislé jízdní vlastnosti automobilu. Z výsledků modální analýzy jsou důležité hlavně dva vlastní módy. Jedná se o první vlastní torzní mód a první vlastní ohybový mód. Důležité je tedy při navrhování rámu dosáhnout co nejvyšších hodnot těchto dvou módů.



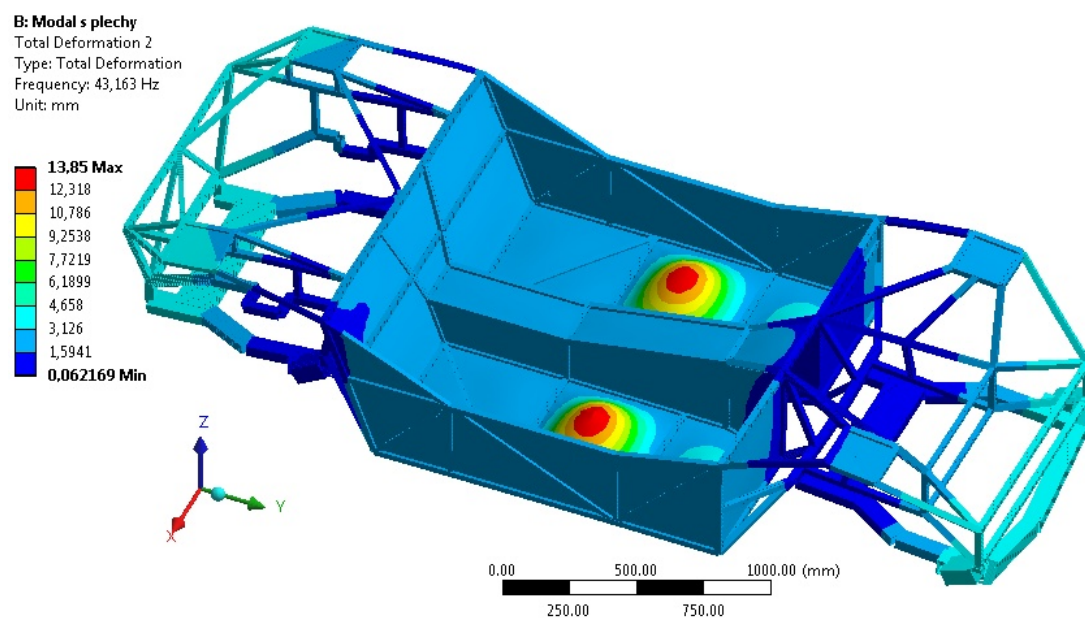
Obrázek 54 RVS1. vlastní torzní mód při 24,743 Hz



Obrázek 55 RVS 1. vlastní ohybový mód při 38,202 Hz



Obrázek 56 RVS-AL 1. vlastní torzní mód při 34,702 Hz



Obrázek 57 RVS-AL 1. vlastní ohybový mód při 43,163 Hz



### 7.5.2. Statické výpočty

Statické výpočty slouží ke zjištění orientační napěťové analýzy rámu. Která slouží k doplnění tuhostních vlastností rámu získané pomocí numerické modální analýzy. Jedná se o zatížení kola maximálním mezním zatížením definovaným v kapitole 7.1.4. V každém směru síla představuje maximální vzniklé zatížení na mezích adheze. Jde tedy o „mezní stavy“, ke kterým ve skutečném provozu dojde pouze výjimečně. Mohlo by jít například o simulaci průjezdu maximální rychlostí zatáčkou při maximálním mezním brzdění. Nebo také nahrazovat průjezd nerovnostmi. Aby se docílilo nejhoršího stavu je zatížení zadáno vždy na jedno kolo a ostatním kolům jsou zakázány jen posuvy. Tento předpoklad je dosti „krutý“. Ve směru osy Z například při průjezdu nerovnostmi dochází ve skutečnosti většinou k nadzvednutí i ostatních kol, tedy ke ztrátě styku kola s vozovkou. Pro další směry jsou ve skutečnosti spolu vždy kola provázána a při zatížení dochází k posuvu všech kol součastně.

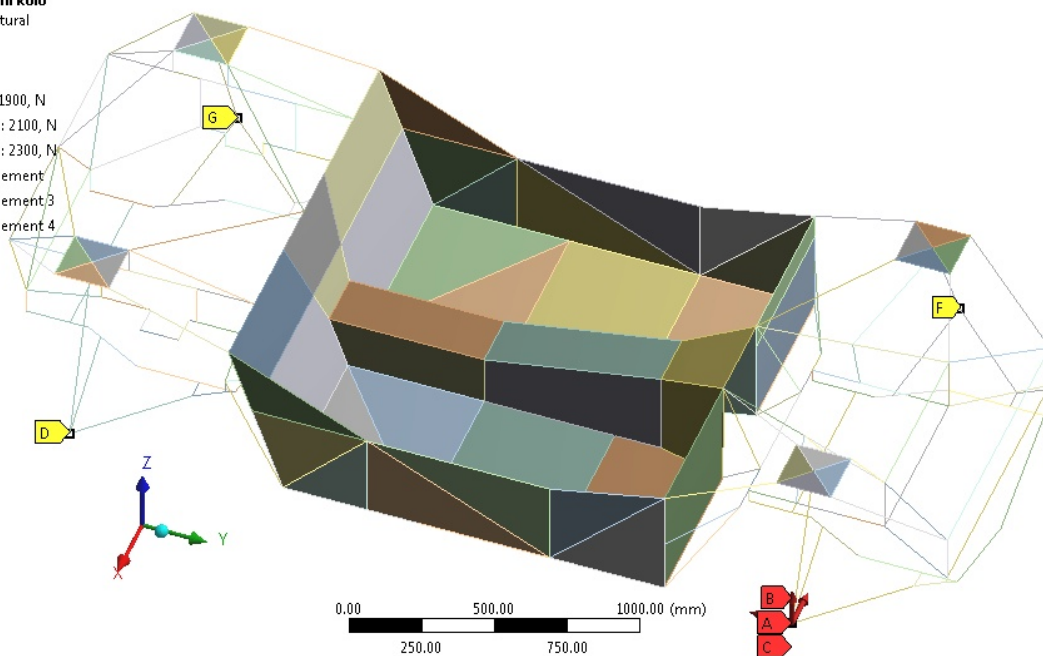
Aby nedošlo při následném dynamickém zkoušení rámu k překročení meze kluzu. Bylo požadováno, aby vzniklá napětí při statických výpočtech byly menší než polovina meze kluzu materiálu.

Ramena náprav a tlumiče jsou vymodelovány vždy zjednodušené a jsou uchyceny přesně do styčných míst na nápravnicích a v rámu. Musejí být považovány jako „absolutně tuhé“, aby nebyl výpočet ovlivněn jejich deformací. Toto zjednodušení slouží jen pro zadávání zatížení a vazeb přímo do bodu styku kola s vozovkou. Zatížení je pak přímo přenášeno do styčných míst bez toho, aby bylo tlumeno silentbloky na ramenech nápravnic či tlumiči. Tento stav můžeme označit jako mezní.

### 7.5.2.1. Zatížení předního kola

E: Síla přední kolo  
Static Structural  
Time: 1, s

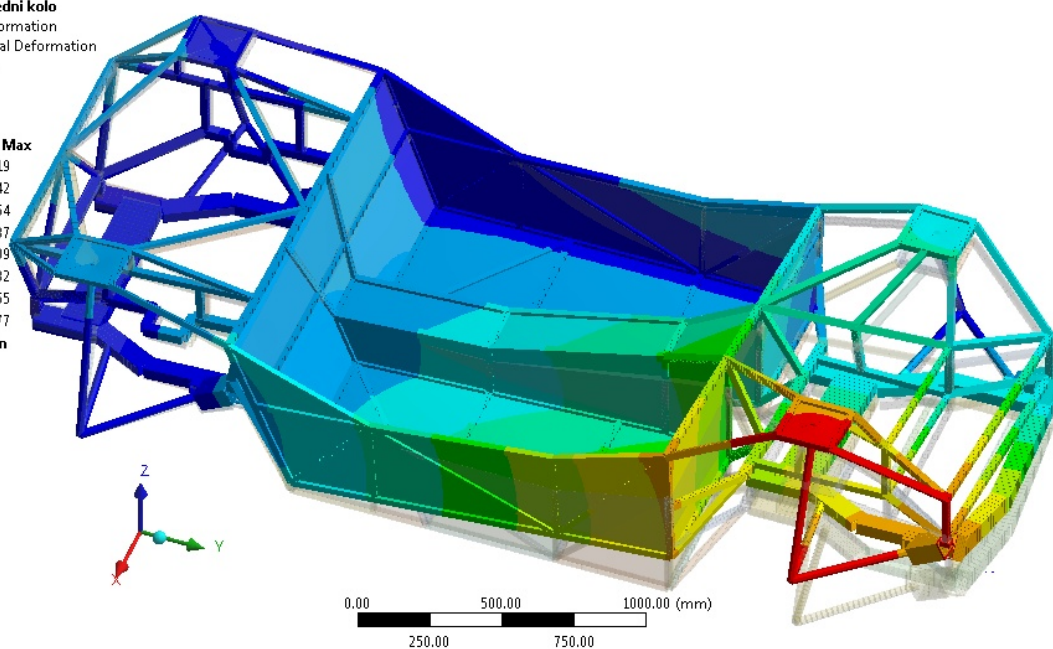
- A Force: 1900, N
- B Force 2: 2100, N
- C Force 3: 2300, N
- D Displacement
- F Displacement 3
- G Displacement 4



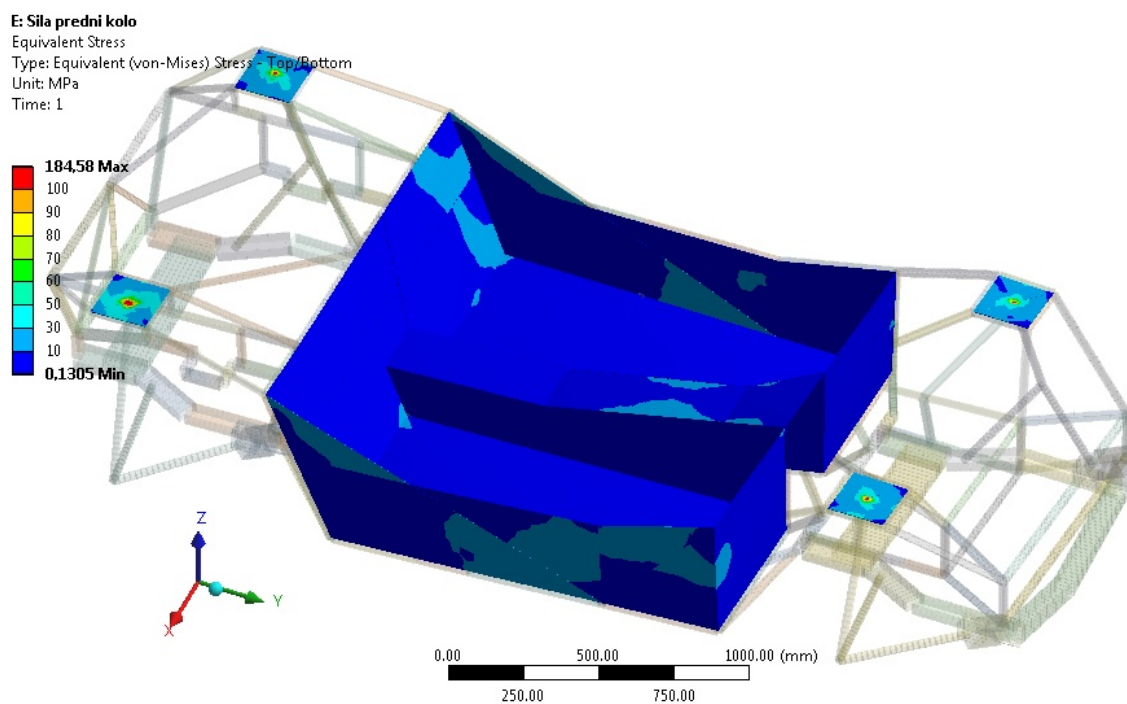
Obrázek 58 RVS-AL Znázornění zadaného zatížení a okrajových podmínek

E: Síla přední kolo  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1

- 10.6 Max
- 9,4219
- 8,2442
- 7,0664
- 5,8887
- 4,7109
- 3,5332
- 2,3555
- 1,1777
- 0 Min

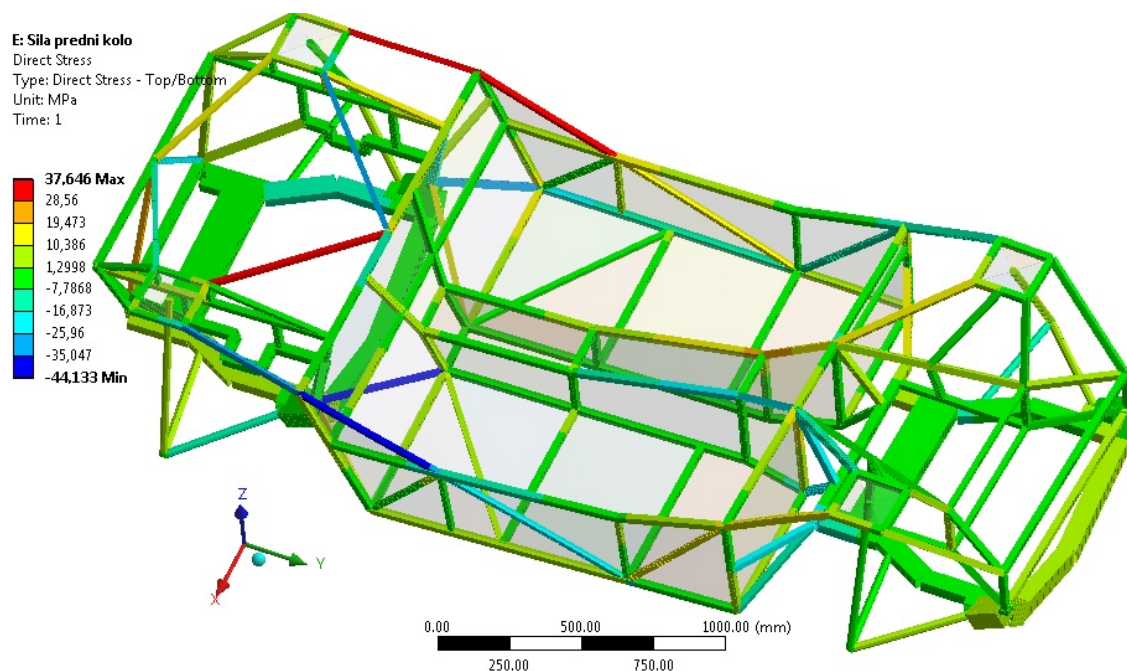


Obrázek 59 RVS-AL Celkové posuvy (maximum 10,6 mm)

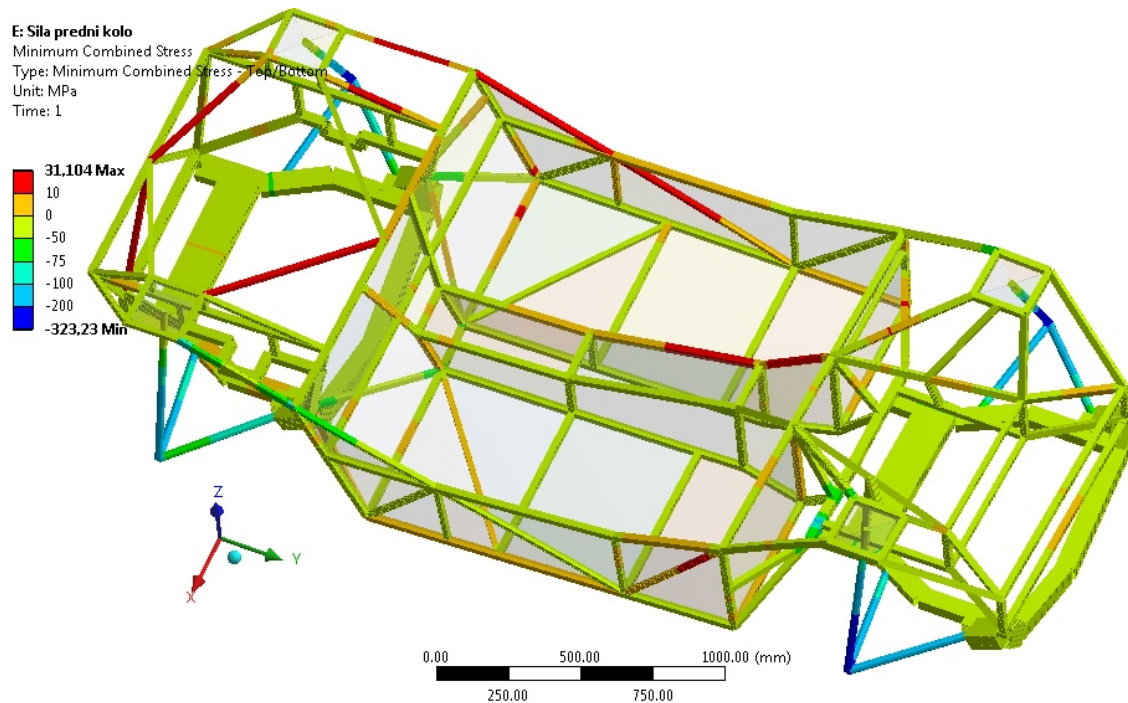


**Obrázek 60 RVS-AL Průběh redukovaného napětí dle HMM na skořepinových prvcích**

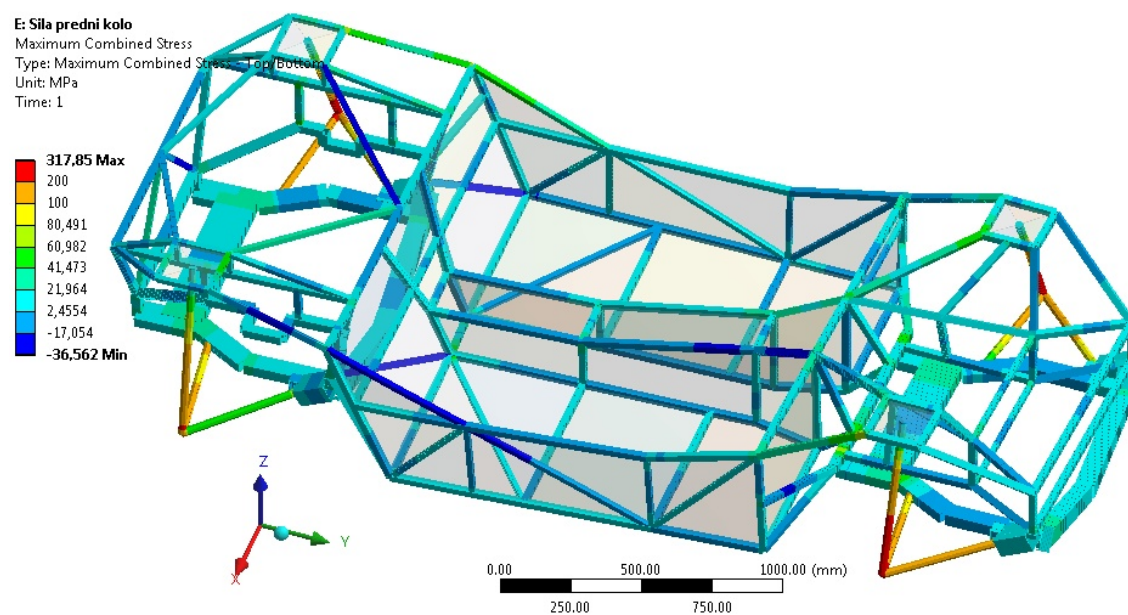
Z Obrázek 60 je patrné, že výsledné redukované napětí dle hypotézy HMM přesahuje hodnot  $100 \text{ MPa}$  (červená barva) jen u uchycení tlumičů a dosahuje maximální hodnoty ve špičce  $184,58 \text{ MPa}$ , což je i tak polovina meze kluzu materiálu.



**Obrázek 61 RVS-AL Průběh osového napětí v prutech**



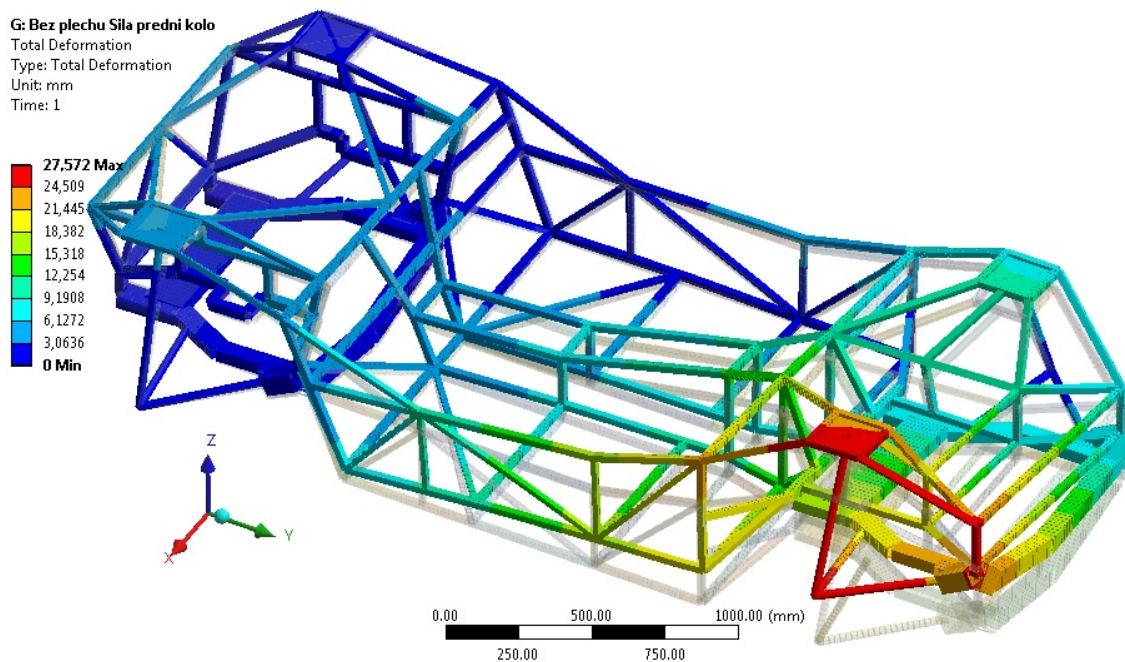
Obrázek 62 RVS-AL Průběh minimální kombinované napětí v prutech



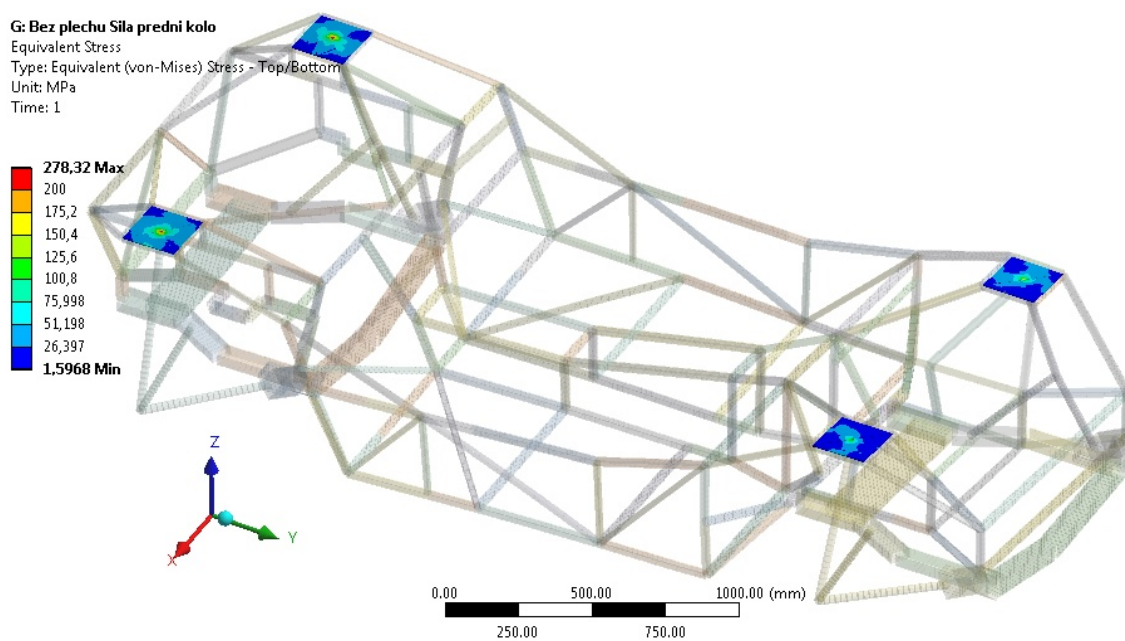
Obrázek 63 RVS-AL Průběh maximální kombinované napětí v prutech

Z průběhů kombinovaného napětí v prutech je patrné, že hodnoty přesahující 100 *MPa* jsou jen v „tuhých“ náhradách náprav a tlumičů, které jsou zavedeny z důvodu rozložení zatížení do styčných míst rámu.

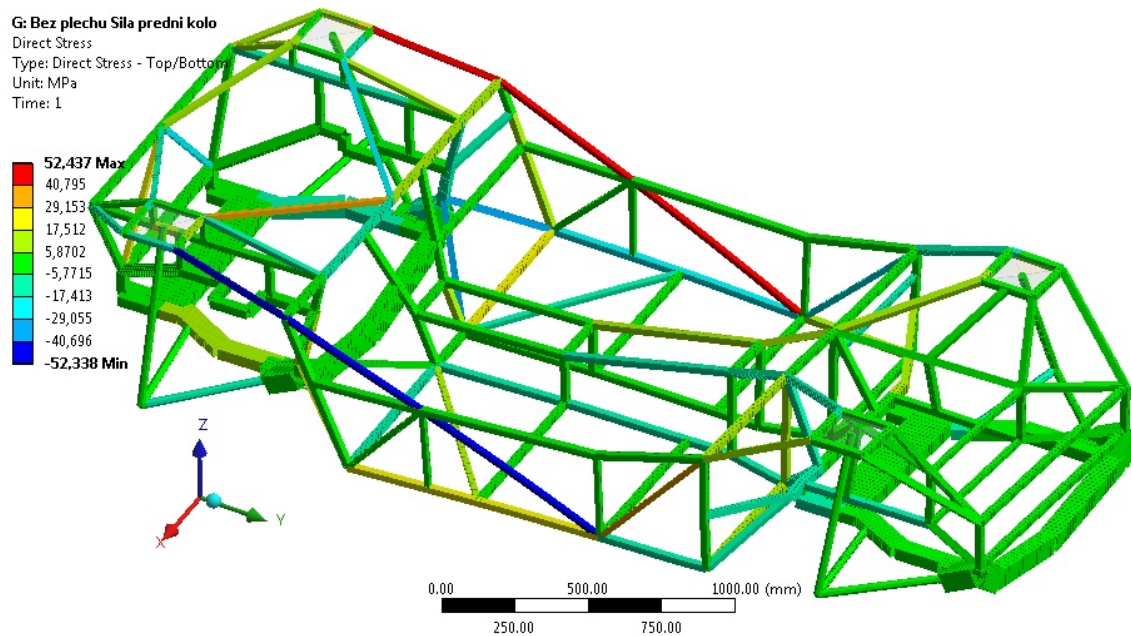


7.5.2.2. *Zatížení na přední kolo model bez plechů*

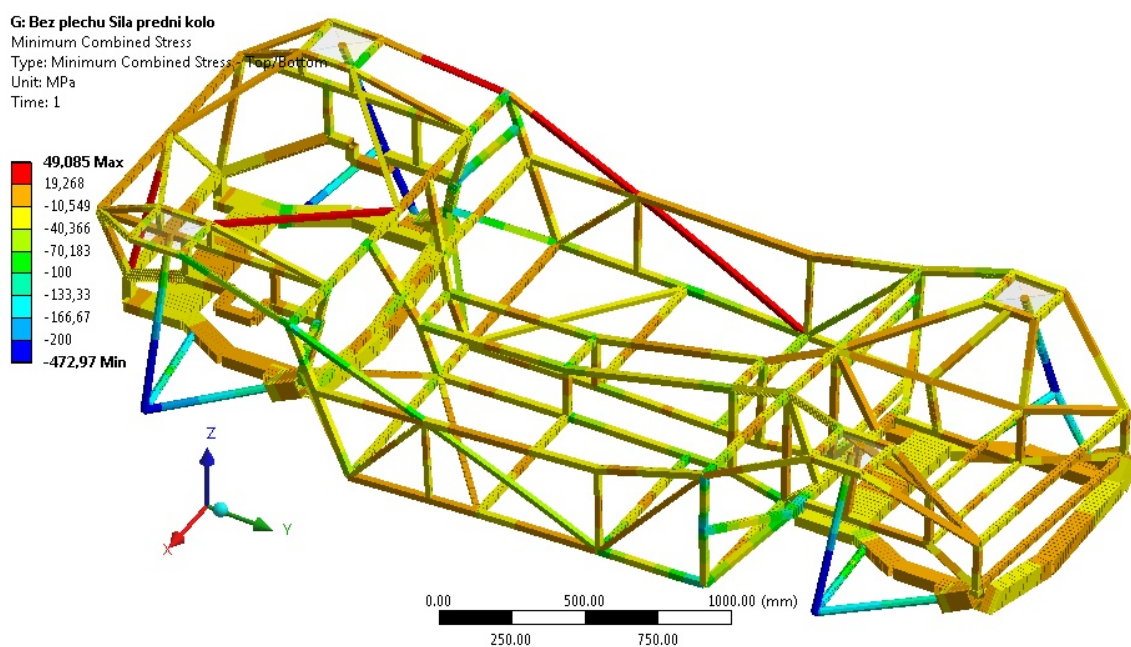
Obrázek 64 RVS Celkové posuvy (maximum 27,572)



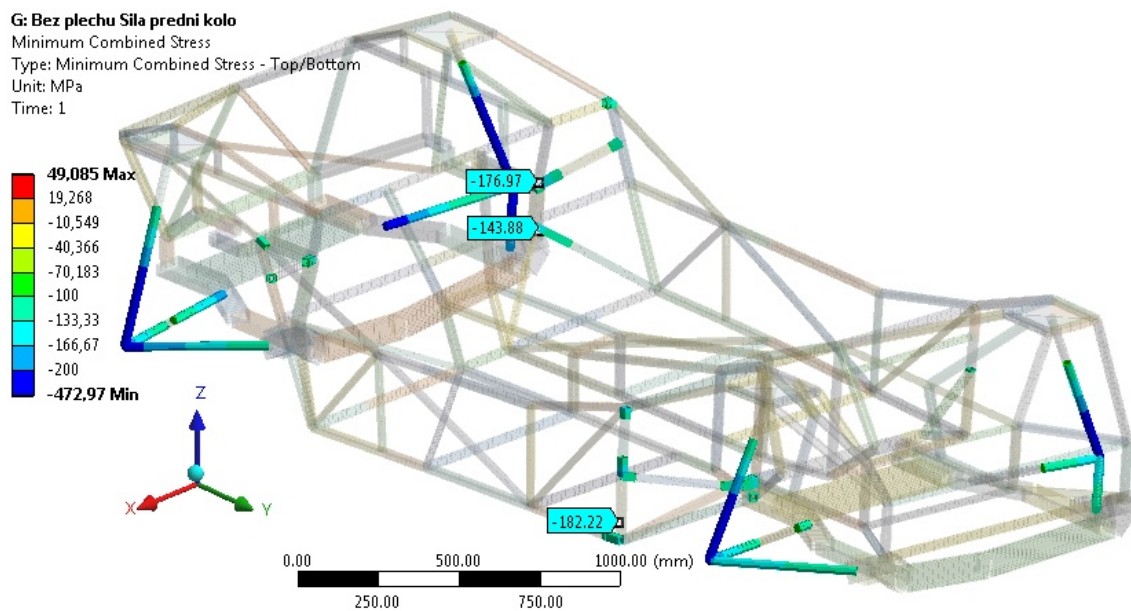
Obrázek 65 RVS Průběh redukovaného napětí dle HMM



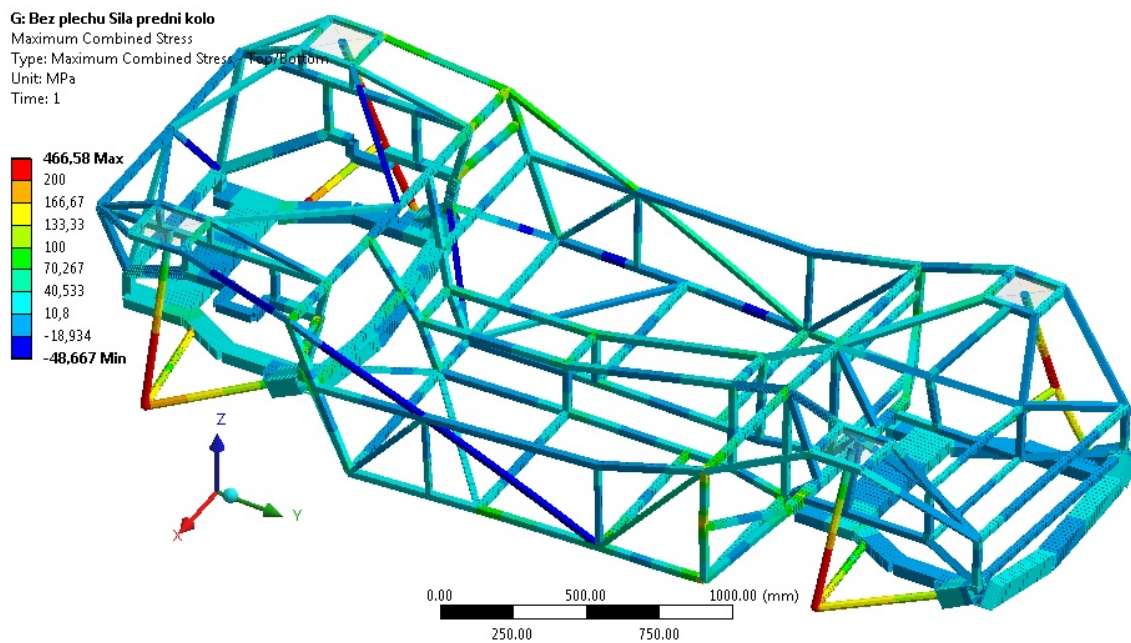
Obrázek 66 RVS Průběh osového napětí v prutech



Obrázek 67 RVS Průběh minimální kombinované napětí v prutech



Obrázek 68 RVS Průběh minimálního kombinovaného napětí v prutech výběr nad hodnotu -100 MPa

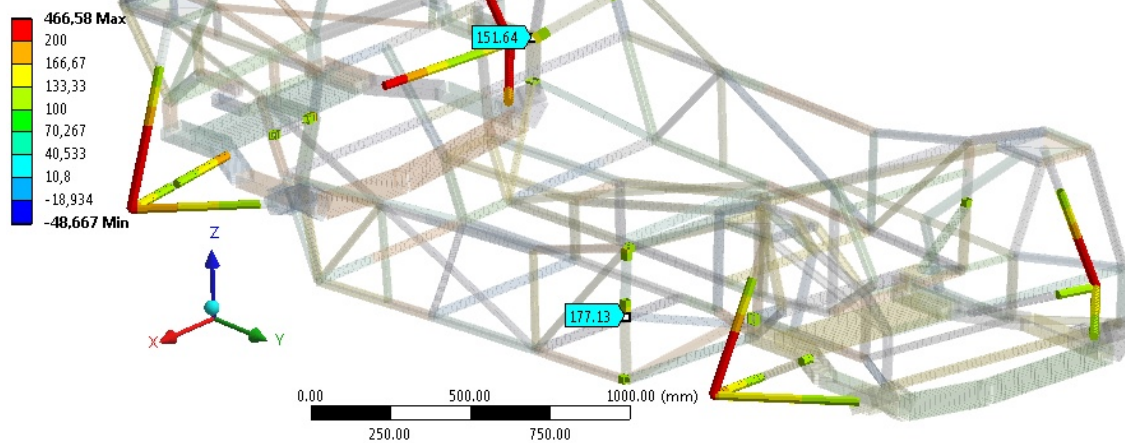


Obrázek 69 RVS Průběh maximální kombinované napětí v prutech



**G: Bez plechu Sila predni kolo**

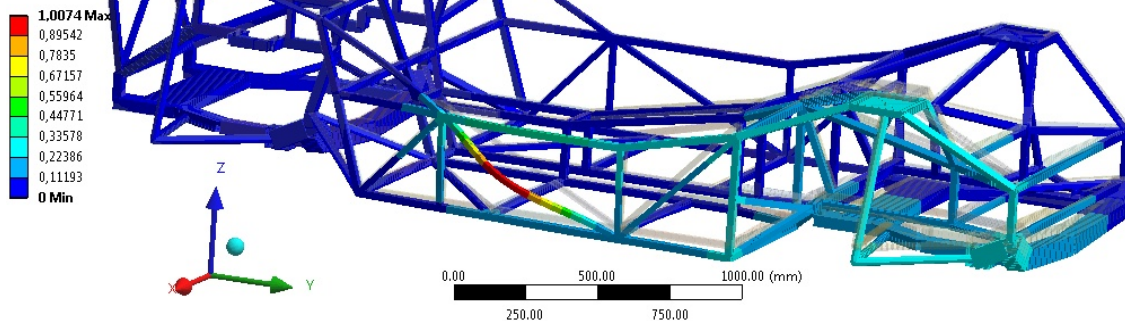
Maximum Combined Stress  
Type: Maximum Combined Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1



**Obrázek 70 RVS Průběh maximální kombinované napětí v prutech výběr nad hodnotu 100MPa**

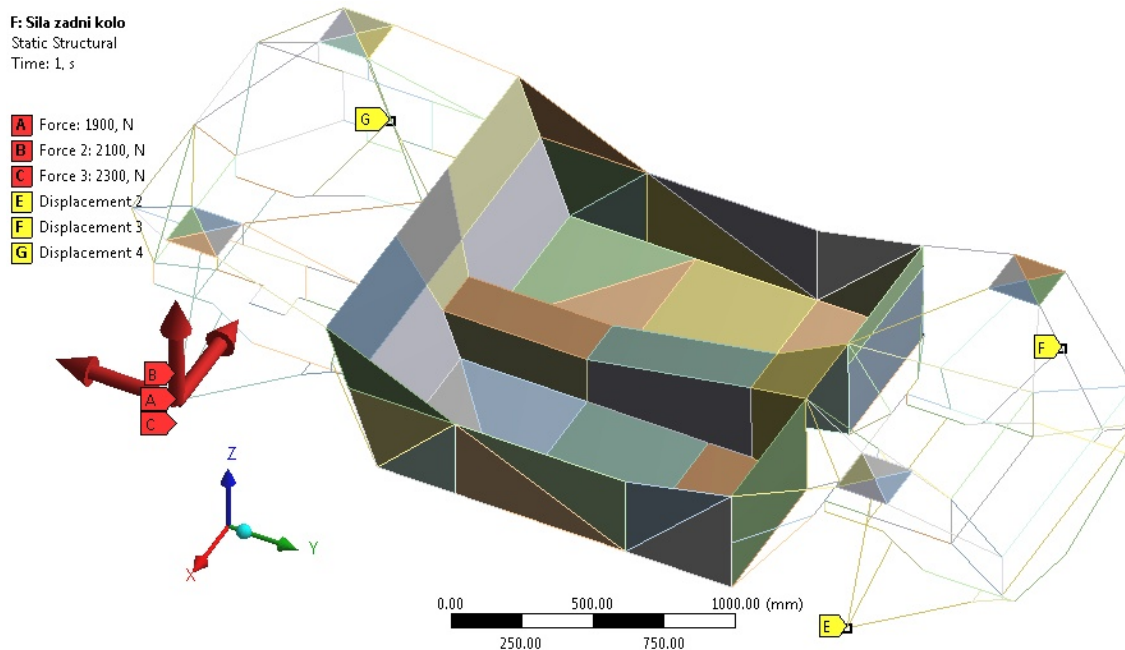
**J: Linear Buckling (ANSYS)**

Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Load Multiplier: 14,788  
Unit: mm

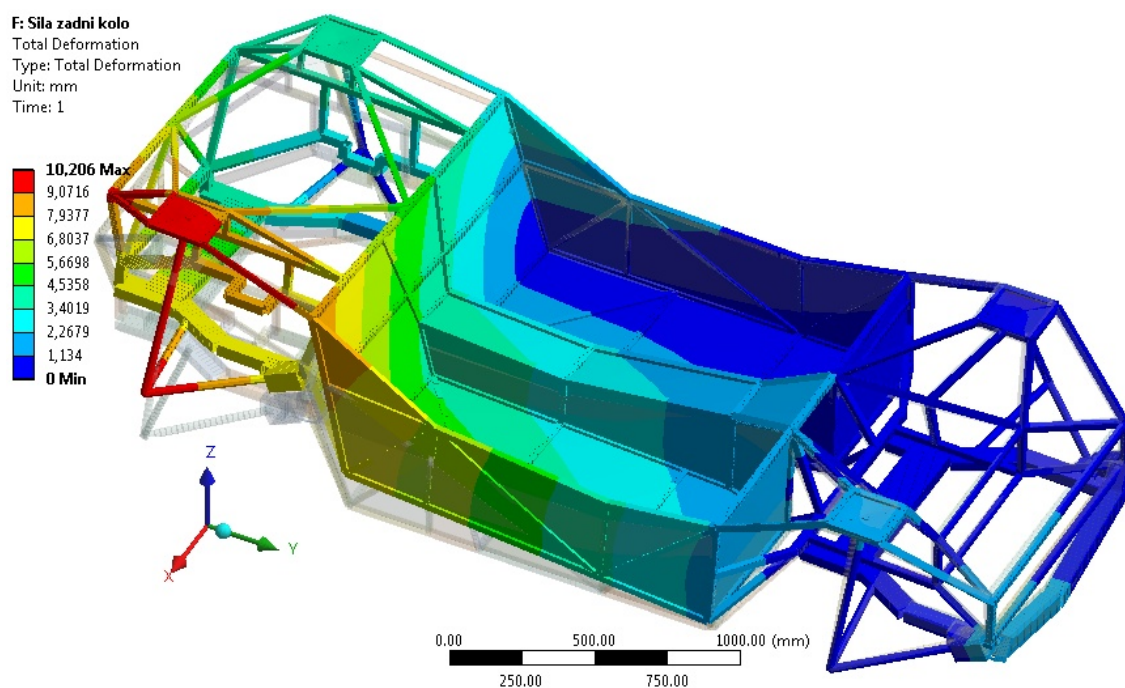


**Obrázek 71 RVS Výpočet ztráty stability**

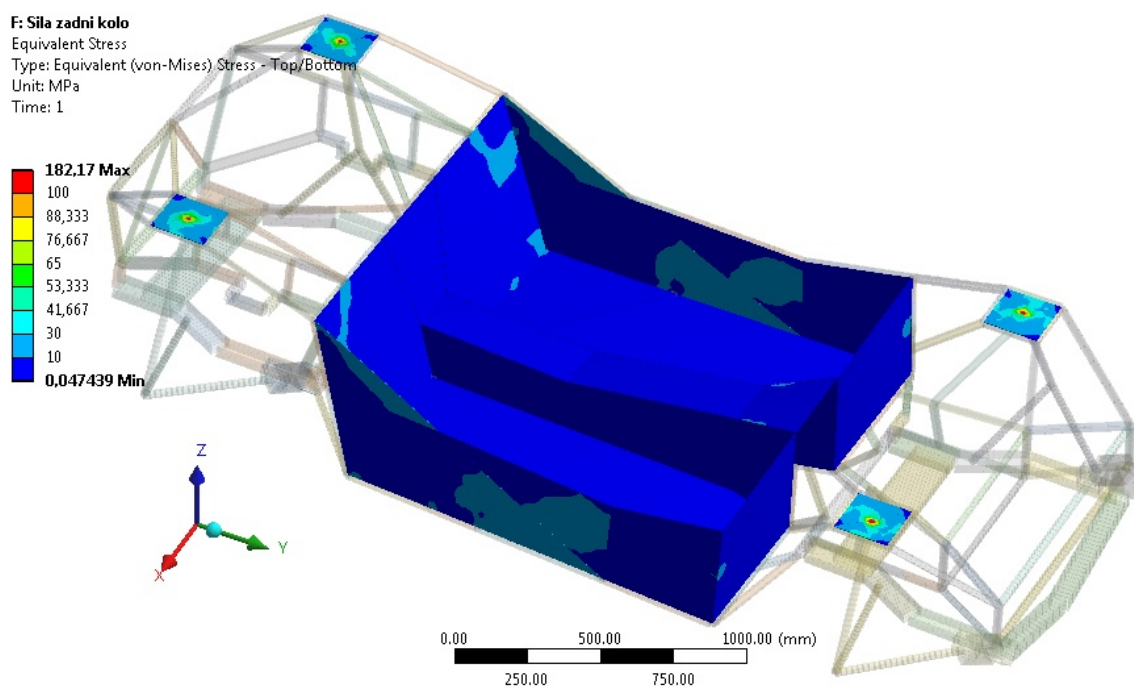
### 7.5.2.3. Zatížení zadního kola



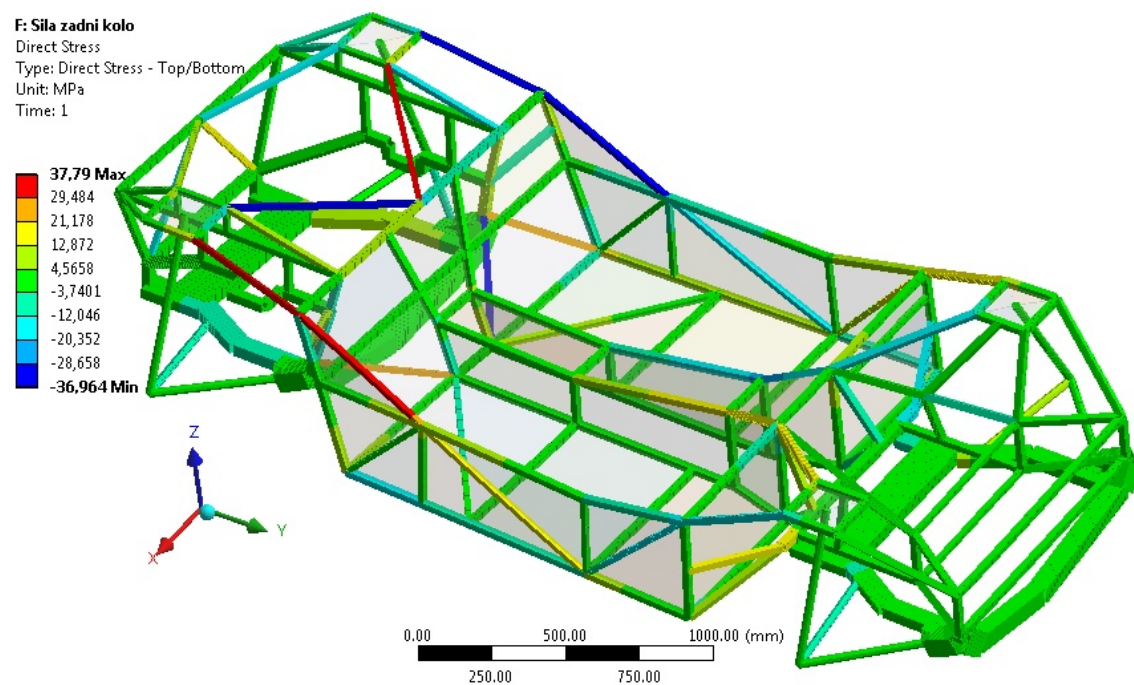
Obrázek 72 RVS-AL znázornění zadaného zatížení a okrajových podmínek



Obrázek 73 RVS-AL Celkové posuvy (maximum 10,206 mm)

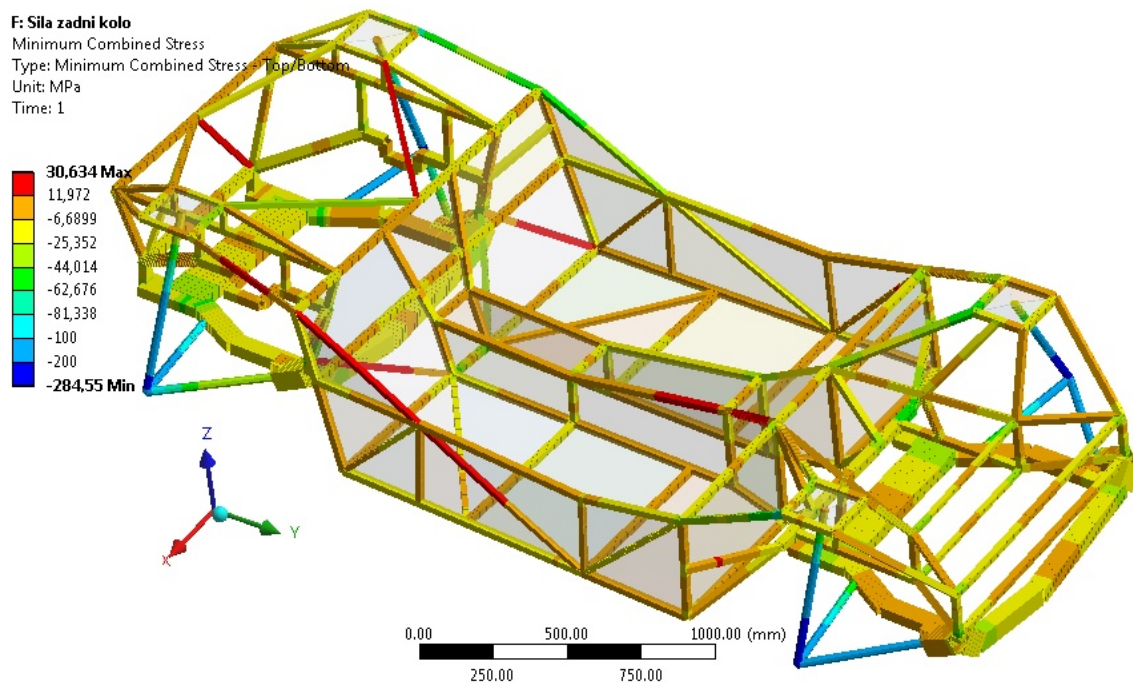


Obrázek 74 RVS-AL Průběh redukovaného napětí dle HMH

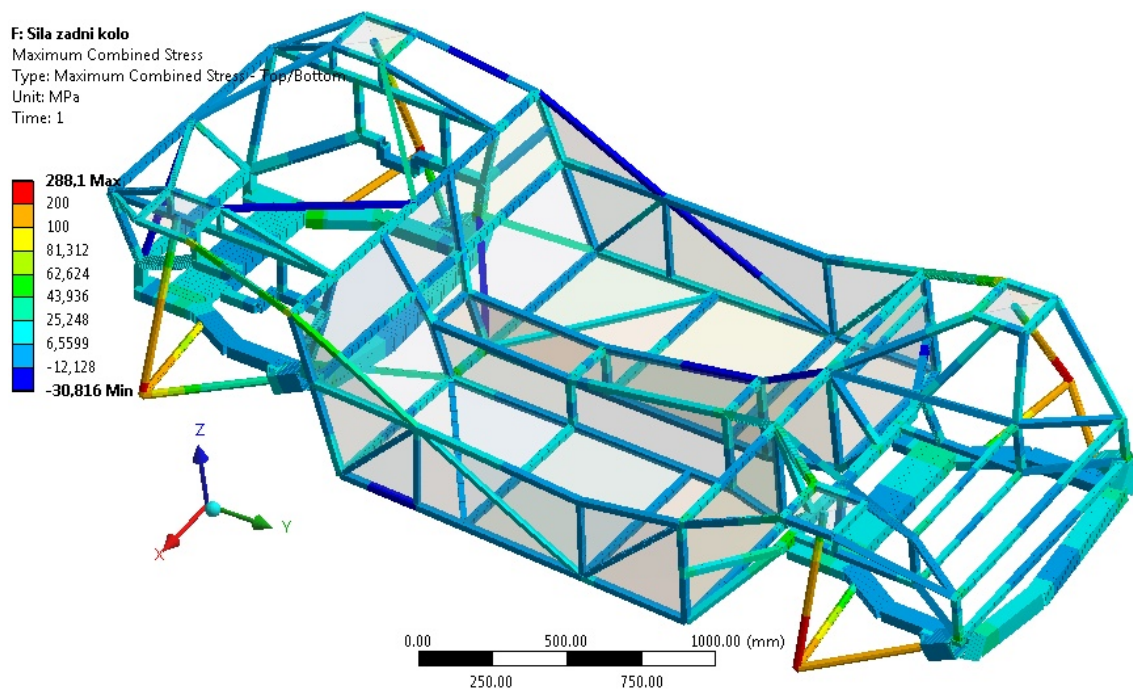


Obrázek 75 RVS-AL Průběh osového napětí v prutech

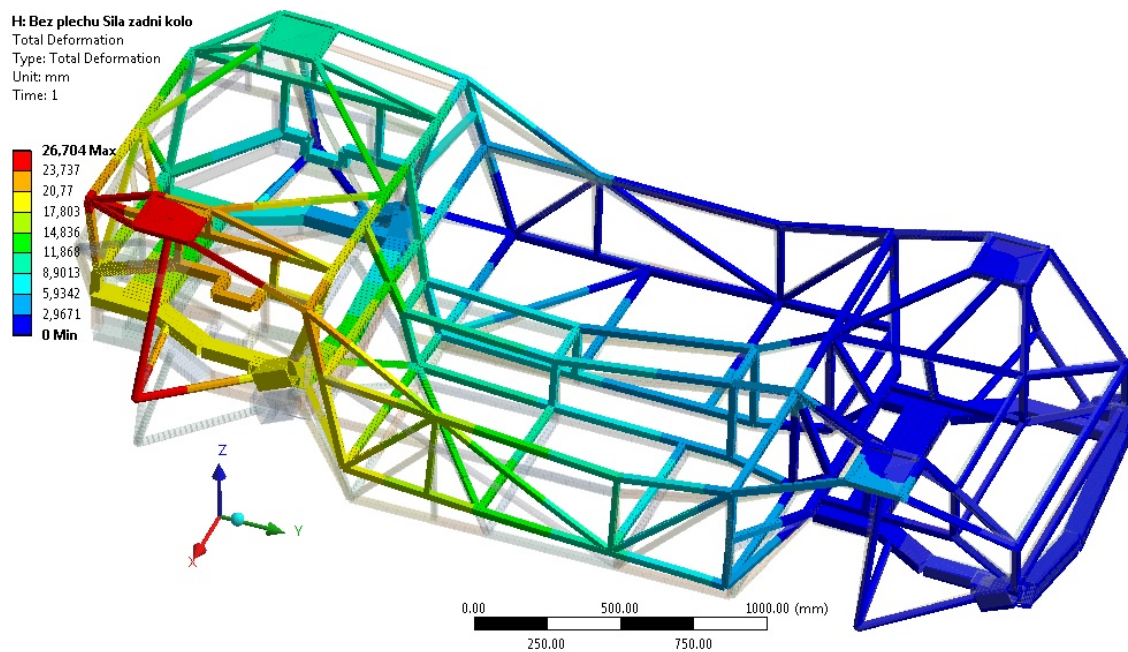




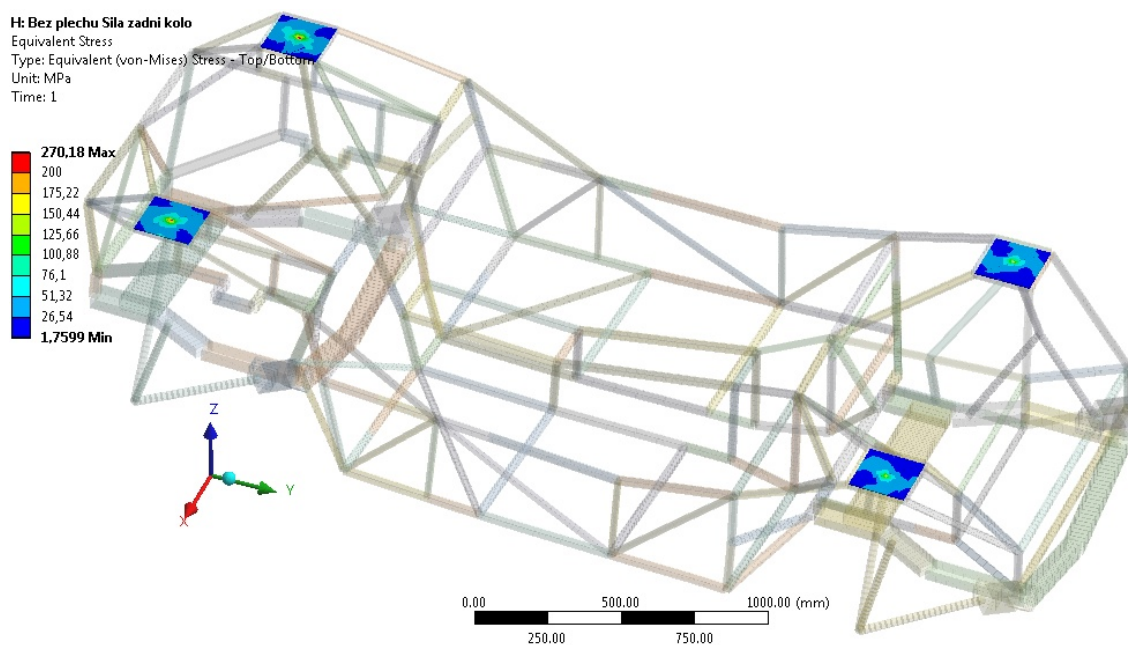
Obrázek 76 RVS-AL Průběh minimální kombinované napětí v prutech



Obrázek 77 RVS-AL Průběh maximální kombinované napětí v prutech

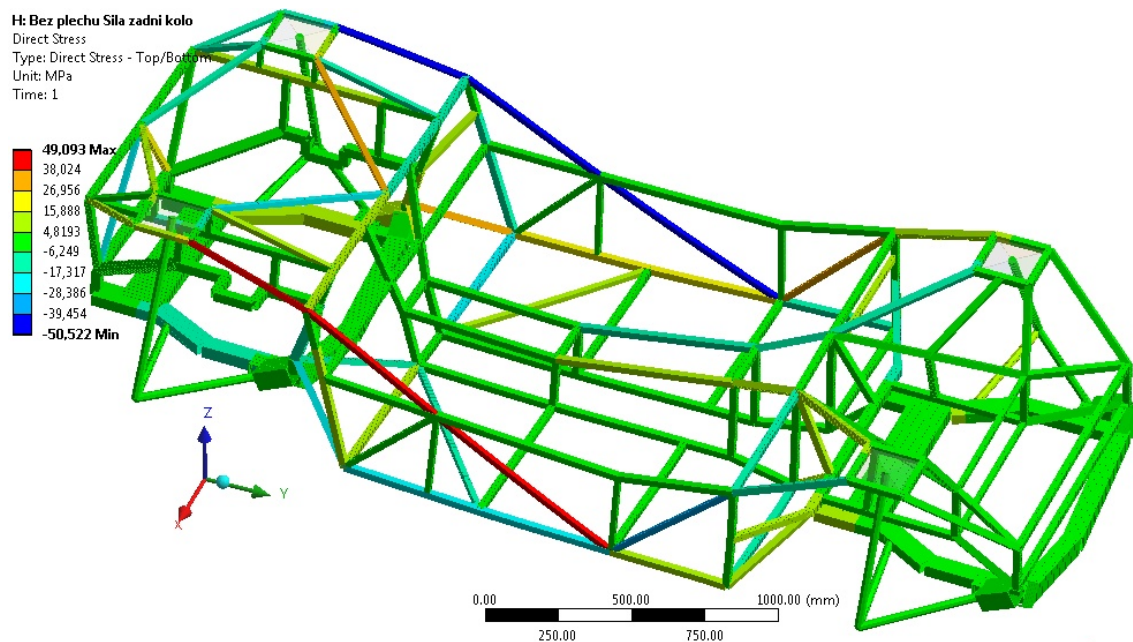
7.5.2.4. *Zatížení zadní kolo model bez plechů*

Obrázek 78 RVS Celkové posuvy (maximální 26,704 mm)

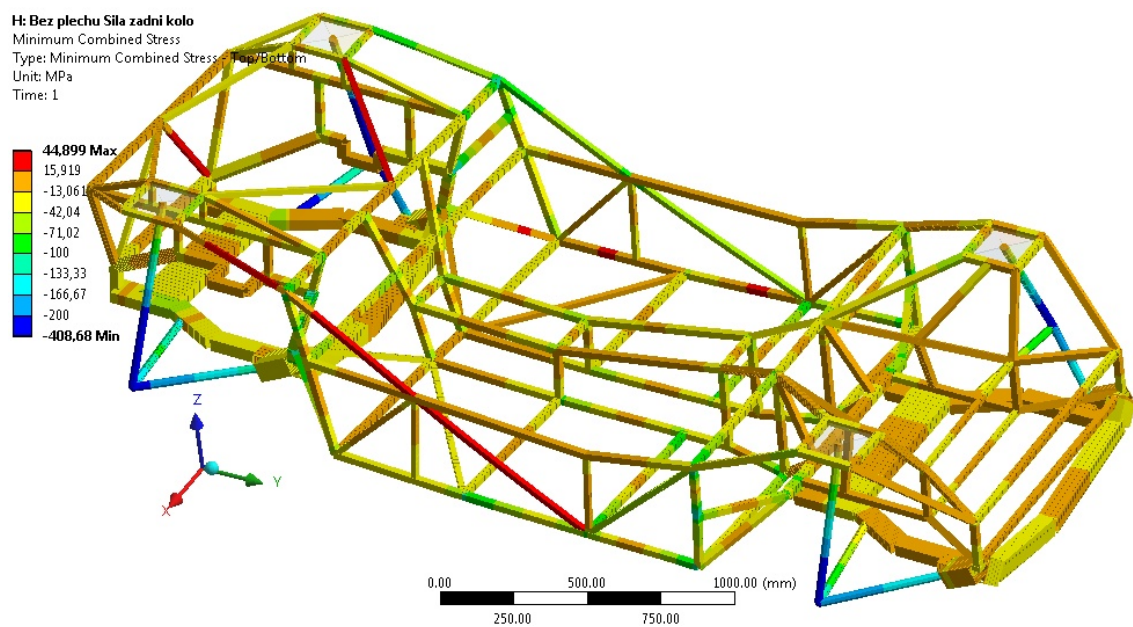


Obrázek 79 RVS Průběh redukovaného napětí dle HMH





Obrázek 80 RVS Průběh osového napětí v prutech



Obrázek 81 RVS Průběh minimální kombinované napětí v prutech

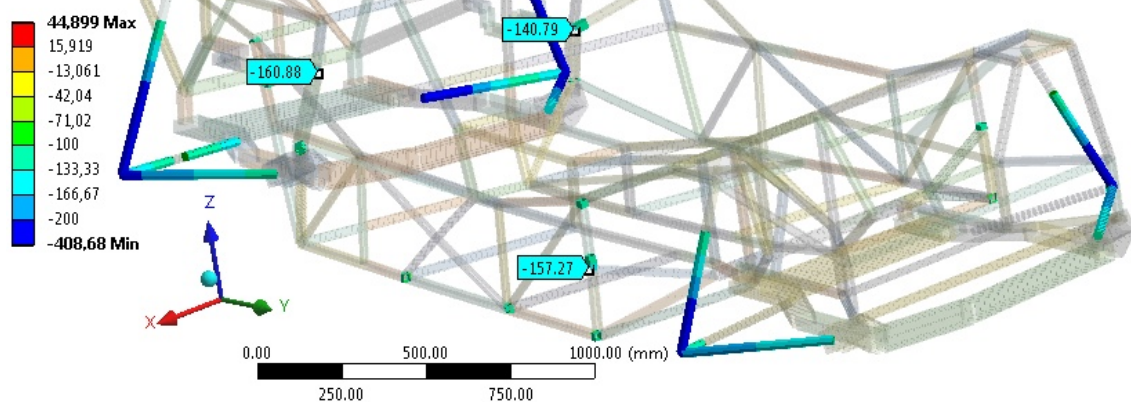
H: Bez plechu Sila zadní kolo

Minimum Combined Stress

Type: Minimum Combined Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1



Obrázek 82 RVS Průběh minimálního kombinovaného napětí v prutech výběr nad hodnotu -100 MPa

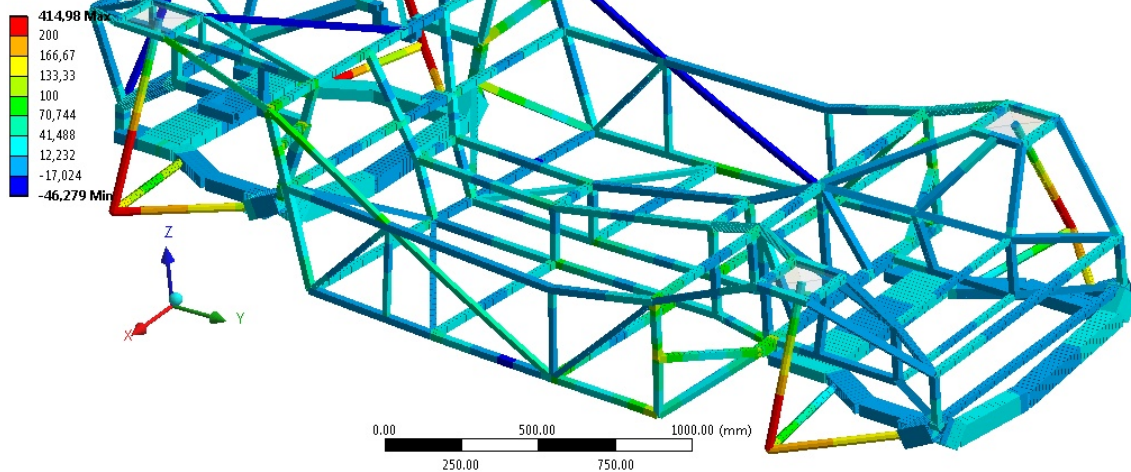
H: Bez plechu Sila zadní kolo

Maximum Combined Stress

Type: Maximum Combined Stress - Top/Bottom

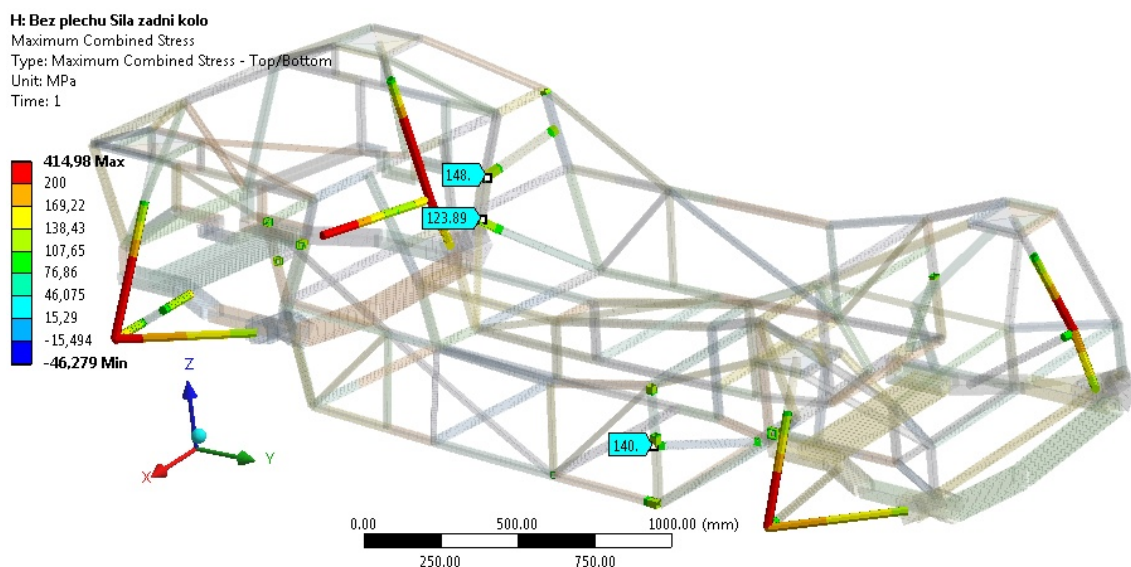
Unit: MPa

Time: 1

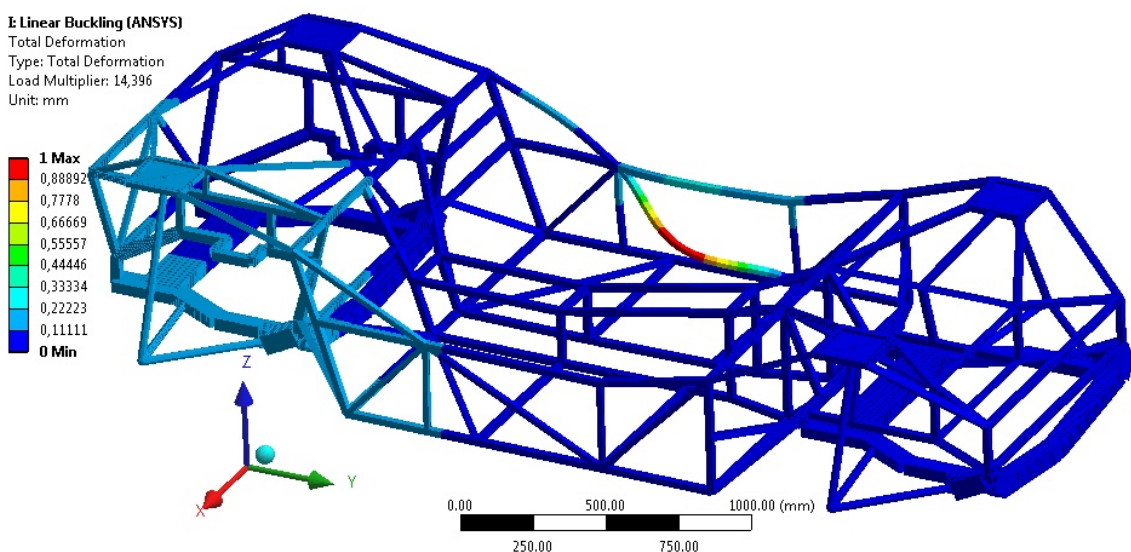


Obrázek 83 RVS Průběh maximální kombinované napětí v prutech





Obrázek 84 RVS Průběh maximální kombinované napětí v prutech výběr nad hodnotu 100MPa



Obrázek 85 RVS Výpočet ztráty stability

Na konečnoprvkovém modelu bez plechů je patrné z průběhů kombinovaného napětí v prutech, že dochází k překročení 100 MPa. Tato místa jsou vybrána a jsou znázorněna na Obrázek 68, na Obrázek 70, na Obrázek 82 a na Obrázek 84 kde dosahují hodnoty 180 MPa, což i tak je pod mezí kluzu materiálu. U výpočtu s plechy však nedojde k napětí většímu než dohodnutá poloviční mez kluzu. Tyto hodnoty největšího redukovaného napětí u modelu bez plechů vyznačují nejvíce namáhaná místa a je nutné provést v těchto místech svary velmi důkladně. Nebo také provést vyztužení těchto míst. A také je důležité se pak na tyto místa zaměřit při dynamickém testování.

### 7.5.3. Statické zkoušení od trojnásobku tíhového zrychlení

Slouží k urychlení výpočtů při vývoji nového rámu. Kdy se na celý rám předejde třínásobné tíhové zrychlení a provede se simulace každého směru.

$$a_{3g} = 3 \cdot g = 3 \cdot 9,81 = 29,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 29430 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2} \quad (7.1)$$

Kde:

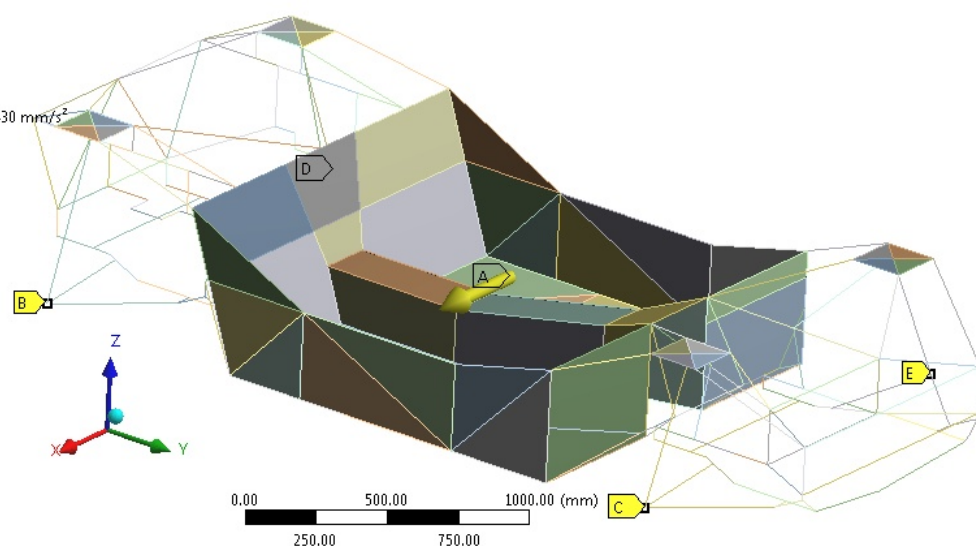
Ø  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \dots$  tíhové zrychlení

Ø  $a_{3g} \dots$  trojnásobek tíhového zrychlení

#### 7.5.3.1. Statické zkoušení pomocí zrychlení v ose X

**I: Zrychlení X**  
Static Structural  
Time: 1, s

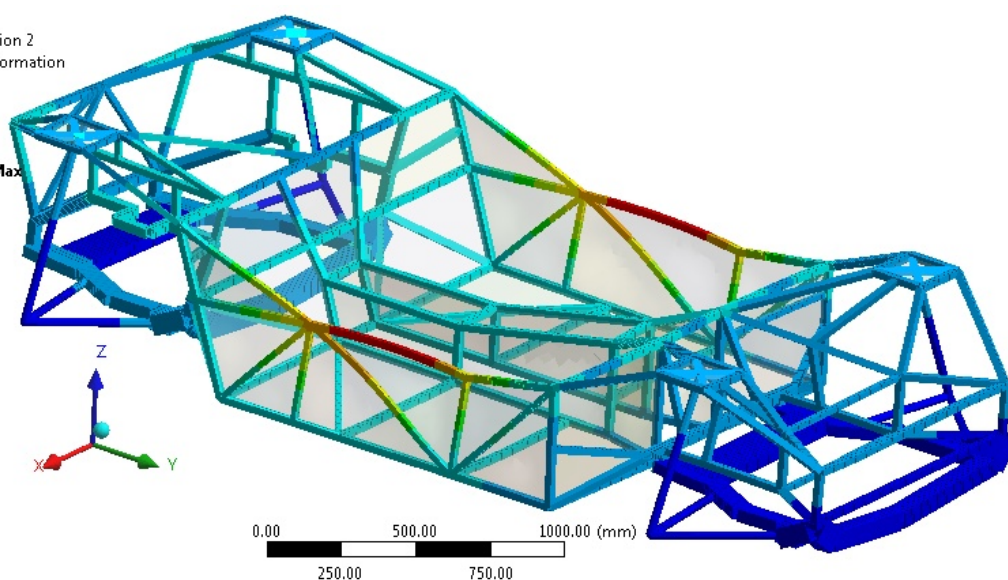
- A** Acceleration: 29430 mm/s<sup>2</sup>
- B** Displacement
- C** Displacement 2
- D** Displacement 3
- E** Displacement 4



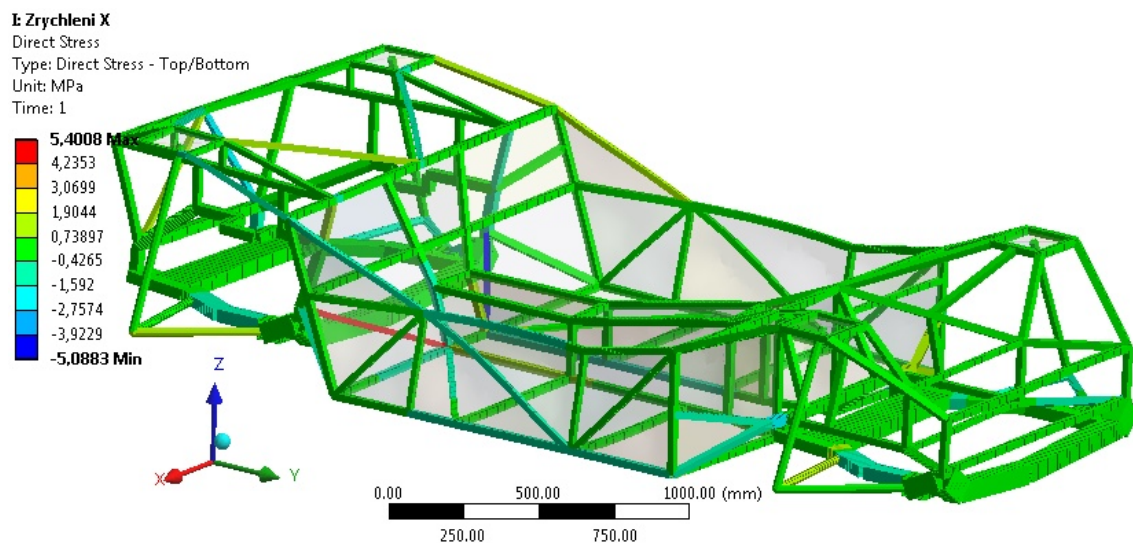
Obrázek 86 RVS – AL znázornění zadaného zatížení a okrajových podmínek

**I: Zrychlení X**  
Total Deformation 2  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1

- 0,23857 Max**
- 0,21207
- 0,18556
- 0,15905
- 0,13254
- 0,10603
- 0,079525
- 0,053017
- 0,026508
- 0 Min**

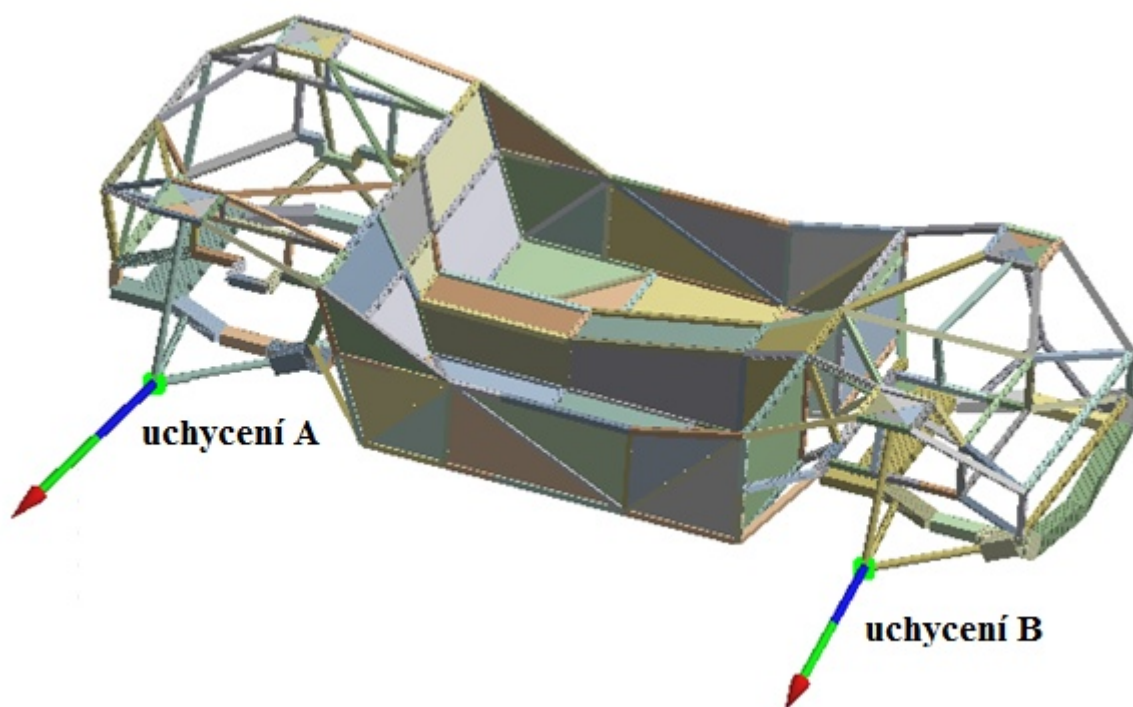


Obrázek 87 RVS – AL Celkové posuvy zobrazené pouze na nosnících



Obrázek 88 RVS – AL Průběh osového napětí v nosnících

Ostatní napětí je do 10 MPa proto nemá význam zobrazovat výsledky.



Obrázek 89 RVS – AL Zobrazení reakcí ve vybraných uchyceních

Tabulka 7 Reakce ve vybraných uchyceních zatížení osa X [N]

	uchycení A	uchycení B
Osa X	1406,80	1329,50
Osa Y	-387,63	65,71
Osa Z	-328,16	-175,64
<b>Suma</b>	<b>1495,70</b>	<b>1342,7</b>



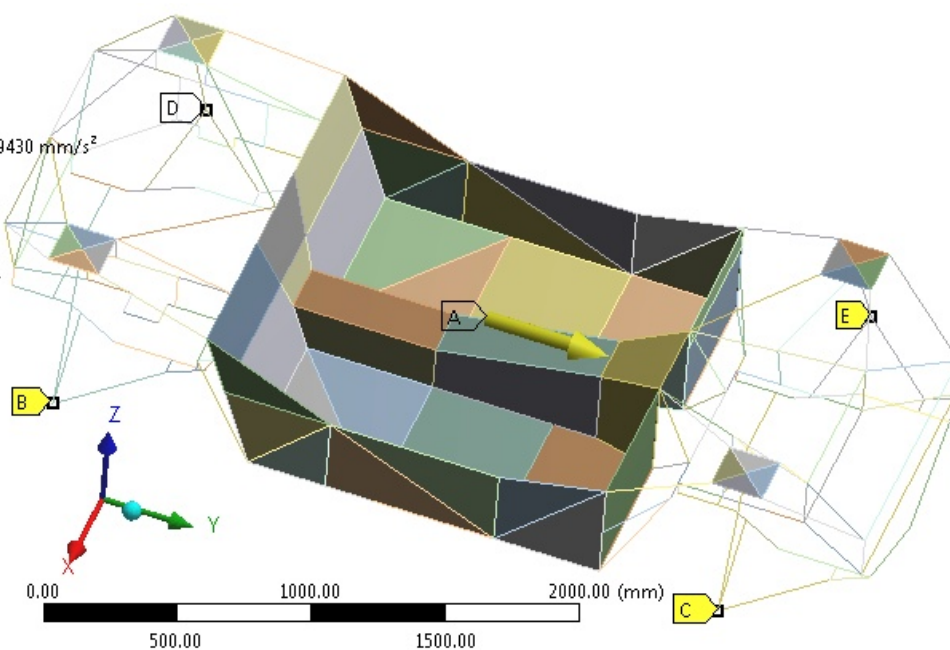
### 7.5.3.2. Statické zkoušení pomocí zrychlení v ose Y

**J: Zrychlení Y**

Static Structural

Time: 1, s

- A** Acceleration: 29430 mm/s<sup>2</sup>
- B** Displacement
- C** Displacement 2
- D** Displacement 3
- E** Displacement 4



Obrázek 90 RVS – AL znázornění zadaného zatížení a okrajových podmínek

**J: Zrychlení Y**

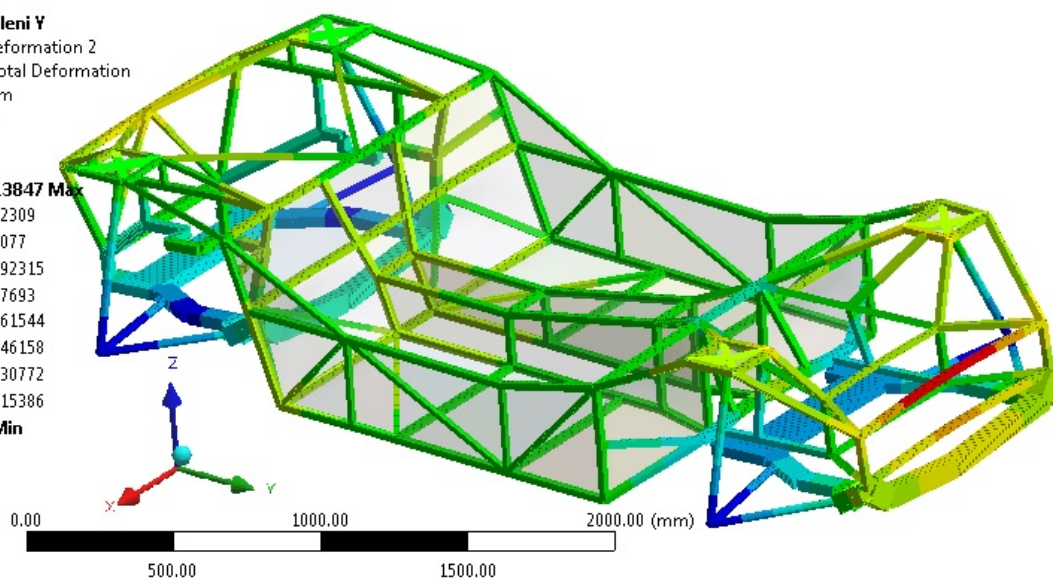
Total Deformation 2

Type: Total Deformation

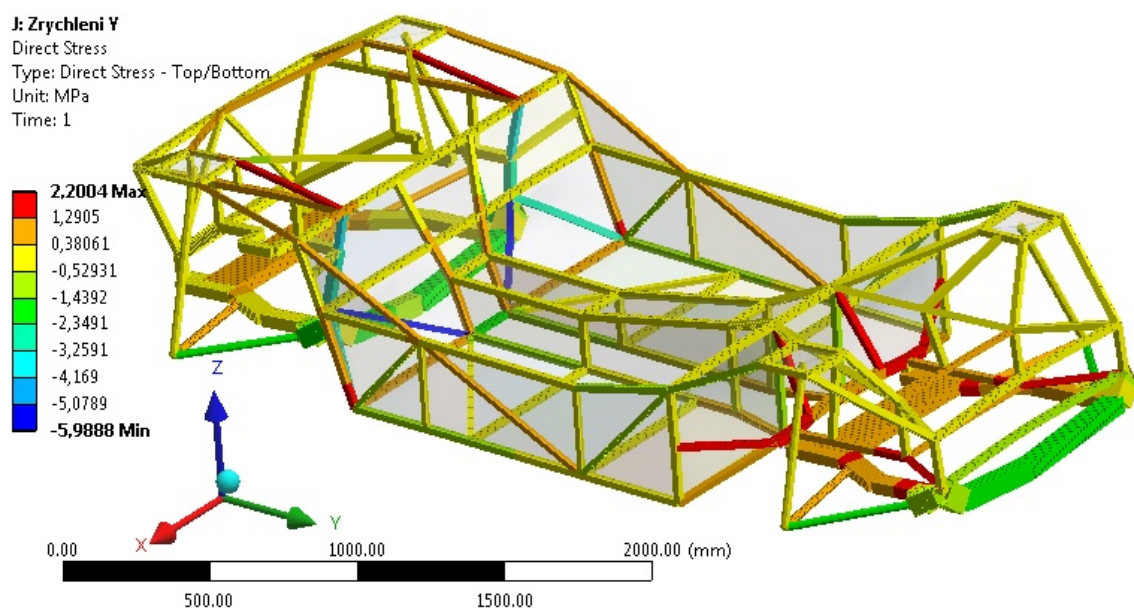
Unit: mm

Time: 1

- 0.13847 Max**
- 0,12309
- 0,1077
- 0,092315
- 0,07693
- 0,061544
- 0,046158
- 0,030772
- 0,015386
- 0 Min**

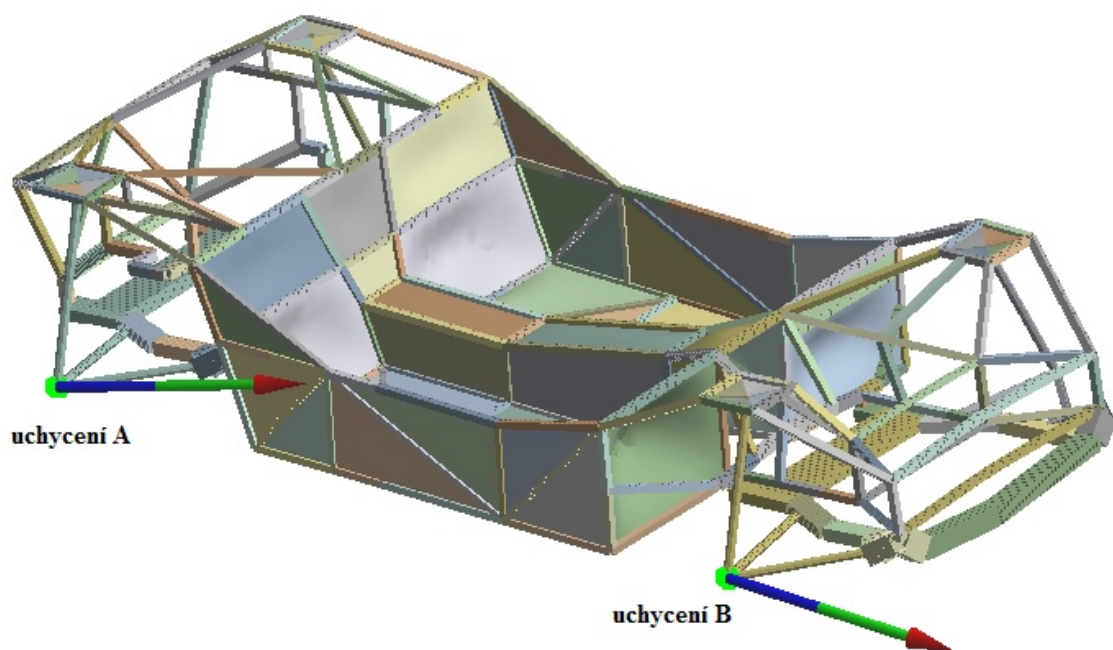


Obrázek 91 RVS – AL Celkové posuvy zobrazené pouze na nosnících



Obrázek 92 RVS – AL Průběh osového napětí v nosnících

I zde jsou ostatní napětí do 10 MPa proto nejsou průběhy vykresleny.



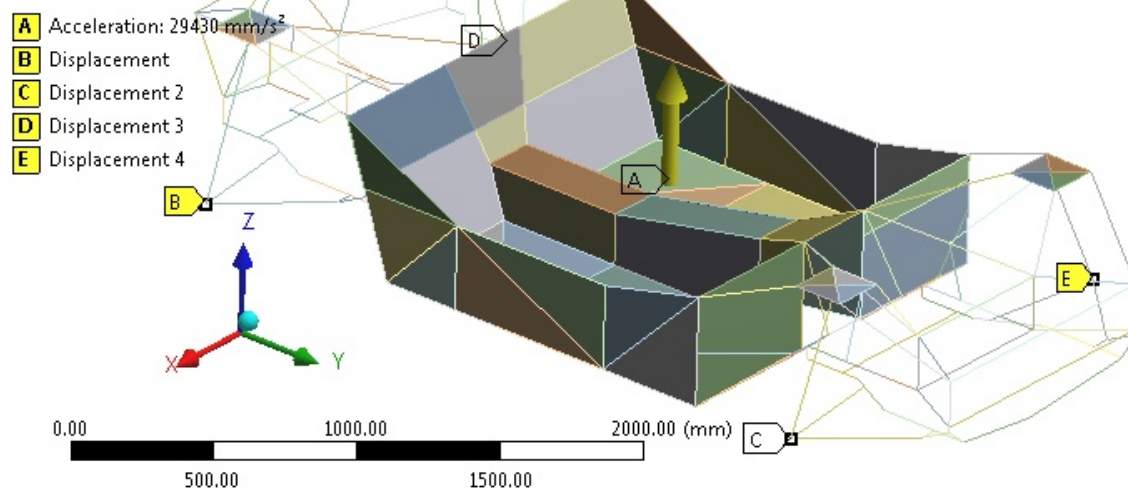
Obrázek 93 RVS – AL Zobrazení reakcí ve vybraných uchyceních

Tabulka 8 Reakce ve vybraných uchyceních zatížení osa Y [N]

	uchycení A	uchycení B
Osa X	-536,09	-162,72
Osa Y	1490,1	1289,6
Osa Z	159,73	-159,73
<b>Suma</b>	<b>1591,6</b>	<b>1309,6</b>

### 7.5.3.3. Statické zkoušení pomocí zrychlení v ose Z

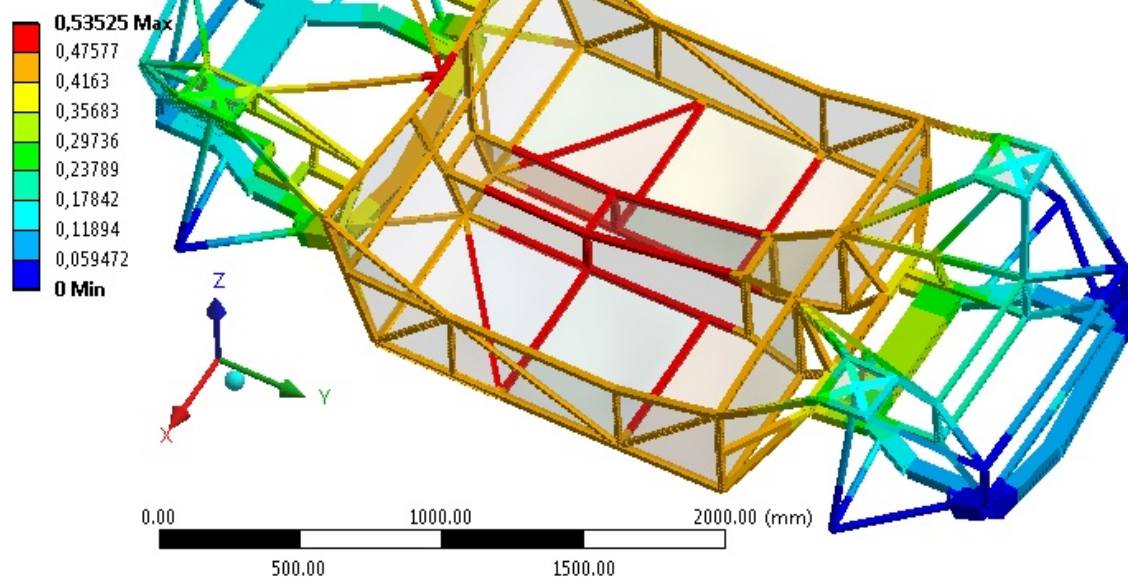
**K: Zrychlení Z**  
Static Structural  
Time: 1, s



Obrázek 94 RVS – AL Znázornění zadaného zatížení a okrajových podmínek

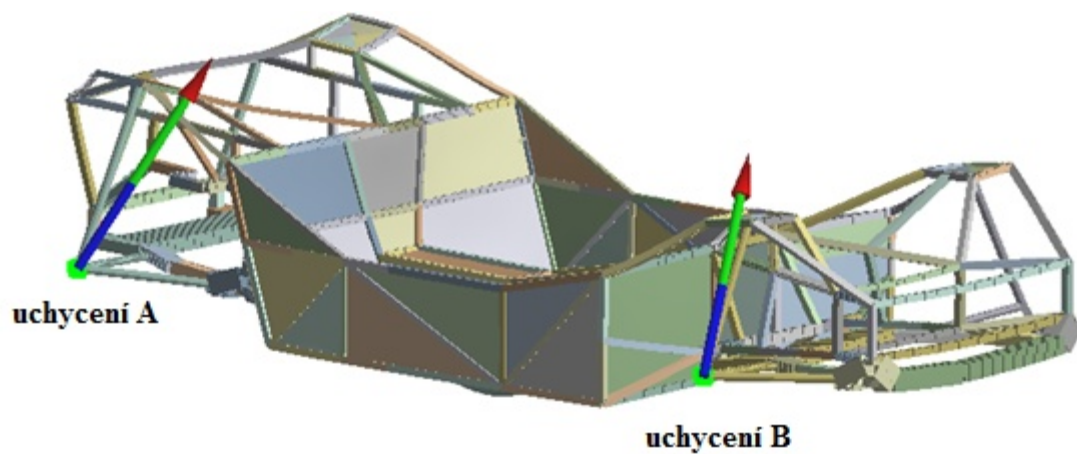
**K: Zrychlení Z**

Total Deformation 2  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1



Obrázek 95 RVS – AL Celkové posuvy zobrazené jen pro nosníky

Při zatížení zrychlením ve směru Z napětí nedosáhnou ani 20MPa, proto zde nejsou také vykresleny.



Obrázek 96 RVS – AL Zobrazení reakcí ve vybraných uchyceních

Tabulka 9 Reakce ve vybraných uchyceních zatížení osa Z [N]

	uchycení A	uchycení B
Osa X	-835,3	-998,43
Osa Y	425,3	-421,06
Osa Z	1337,6	1440,0
<b>Suma</b>	<b>1633,4</b>	<b>1802,2</b>

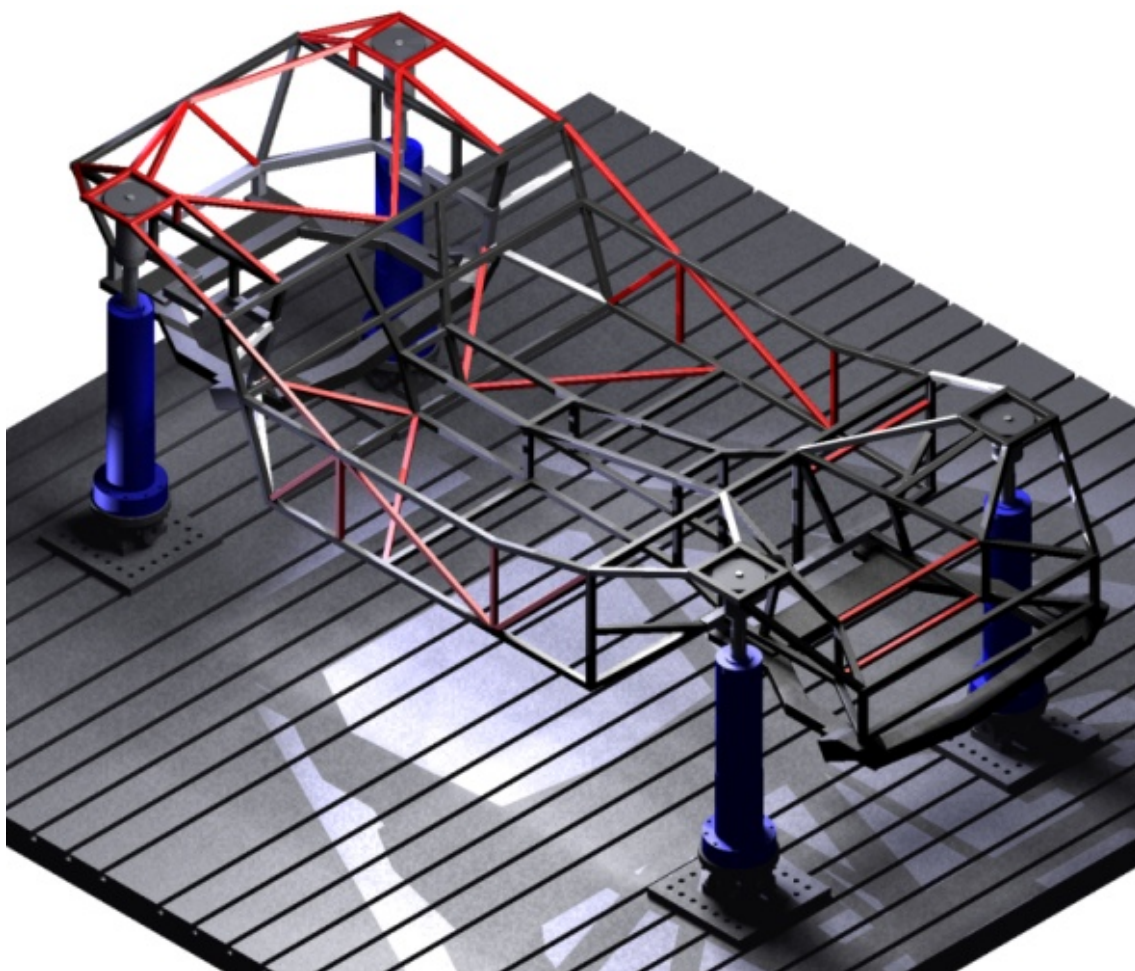


## 8. Ideový návrh modulárního systému pro uchycení a zatěžování vybraných automobilových konstrukčních uzlů

Požadavkem zadavatele je vytvořit systém pro uchycení a dynamické zkoušení nově vzniklého automobilu (rám RVS). Jedná se o provádění laboratorních pevnostních a životnostních zkoušek materiálových vzorků, komponent a celých vozů včetně jejich vyhodnocení. Pro testování byly vybrány dvě varianty.

### 8.1. Ideový návrh pro testování tuhosti rámu

Tento ideový návrh pro testování tuhosti rámu je zařazen pro jeho jednoduchost a snadné sestavení. Testy tuhosti je možné provádět jak z dat získaných z provozních zkoušek automobilu, tak i uměle generovanými silami. Zkoušení může sloužit k získávání informací o životnosti rámu a jeho „slabých“ místech.



Obrázek 97 Testování tuhosti rámu - vizualizace v programu Inventor

### 8.1.1. Složení systému

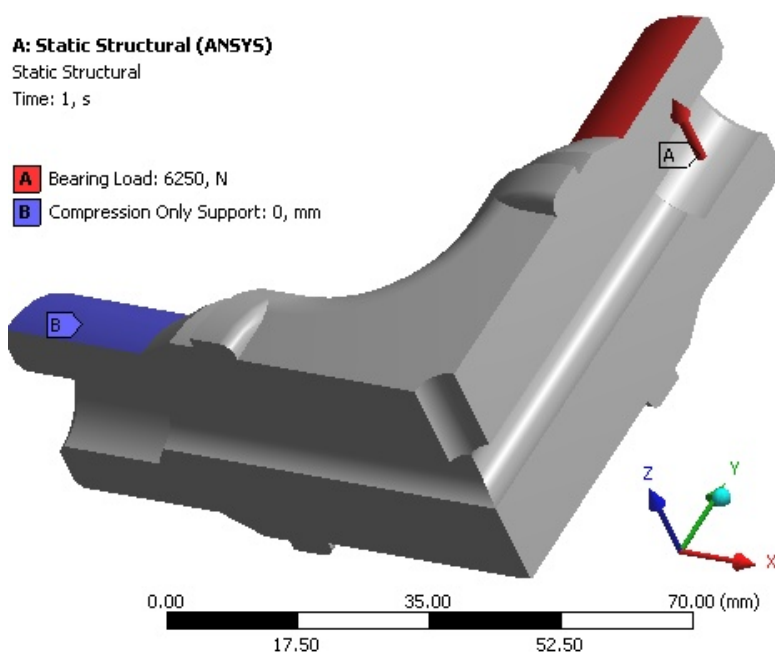
Celý systém zkoušení tuhosti rámu se může skládat minimálně ze dvou zatěžovacích pulsátorů. Kdy zadní kola jsou pouze podepřena a dochází k orientační zkoušce torzní tuhosti rámu. Nebo pomocí čtyř pulsátorů kdy se zatěžuje celý rám.

Jeden zatěžovací pulsátor obsahuje:

- Ø elektrohydraulický pulsátor (maximální síla  $F_{puls} = 25 \text{ kN}$ ),
- Ø tenzometr pro měření síly,
- Ø kardanový kříž – koupená součást z vozu Tatra,
- Ø upínací desky s ložiskovými domky – vyrobeno na zakázku,
- Ø upínací člen s kloubem pro uchycení pulsátoru ke zkoušenému rámu.

### 8.1.2. Výpočet nejvíce namáhaných dílů na únavu

Kontrola je provedena pro kardanový kříž. Zatěžovací síla je vzata jako maximální síla elektrohydraulického pulsátoru 25 kN z toho důvodu, že by se použil jeden pulsátor i na jiné zkoušení, kdy by byla využita jeho maximální síla. Při výpočtu únavy byla použita Goodmanova podmínka. Úloha je symetrická je tedy modelována pouze čtvrtina modelu a tím i zatěžovací síla je  $\frac{1}{4}$  maximální síly a to  $F_{puls} = 25/4 = 6,25 \text{ kN}$  a je zadána cyklicky. Kříž je uchycen pomocí ložisek a přenáší rázy z dynamického válce do upínací plochy.

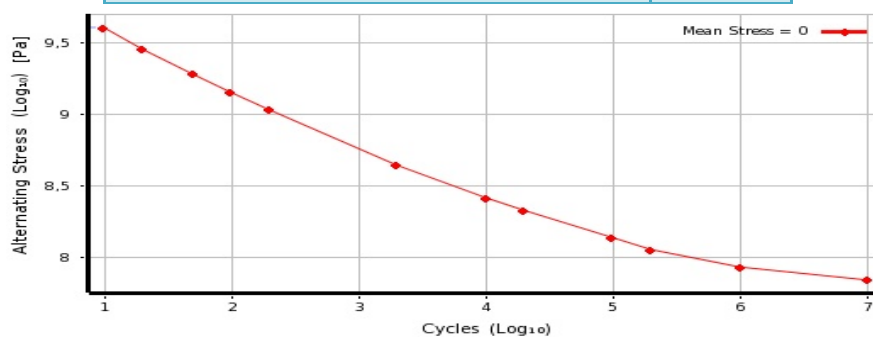


Obrázek 98 Kříž - Znázornění zatížení a okrajových podmínek

## Materiálové vlastnosti

Tabulka 10 Materiálové charakteristiky kříže

Materiál	Ocel
Mez kluzu v tahu $R_e$ (MPa)	250
Mez pevnosti v tahu $R_m$ (MPa)	460
Modul pružnosti v tahu $E$ (MPa)	200000
Poissonovo číslo $\mu$ (-)	0,3
Hustota $\rho$ ( $kg \cdot m^3$ )	674/



Obrázek 99 Únavová křivka materiálu kříže (závislost napětí na počtu cyklů)

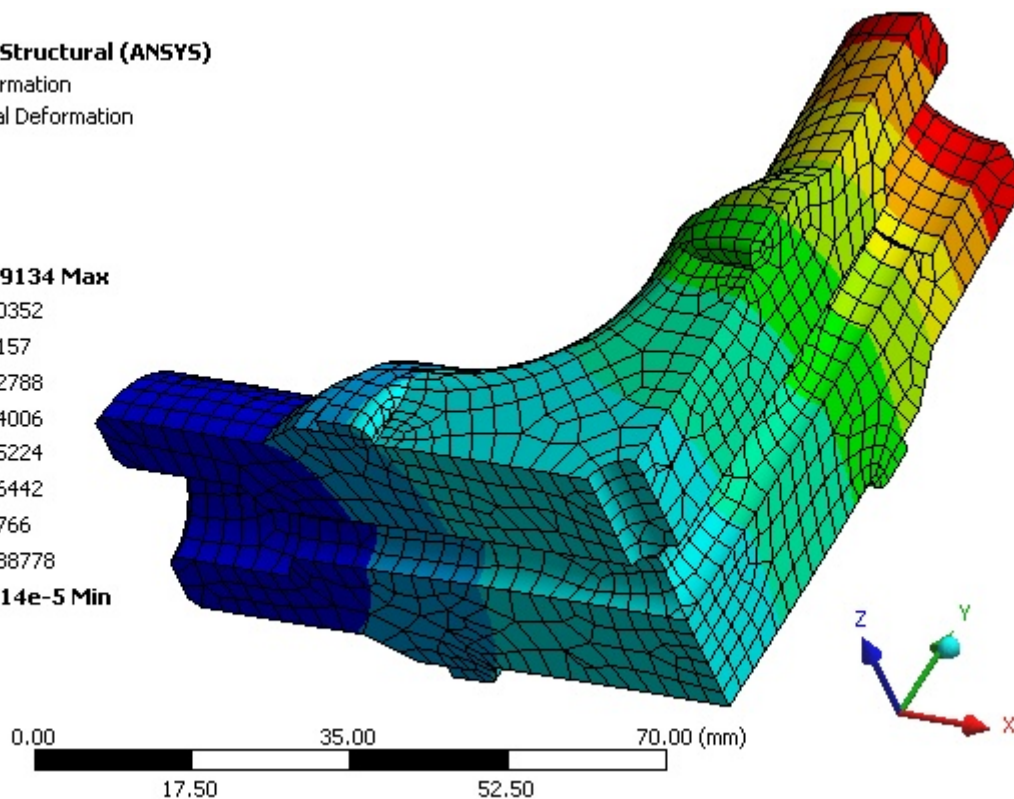
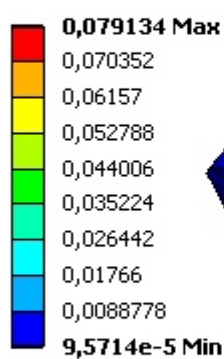
## A: Static Structural (ANSYS)

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1



Obrázek 100 Kříž - Celkové posunutí

**A: Static Structural (ANSYS)**

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

**160,7 Max**

142,93

125,15

107,37

89,591

71,812

54,034

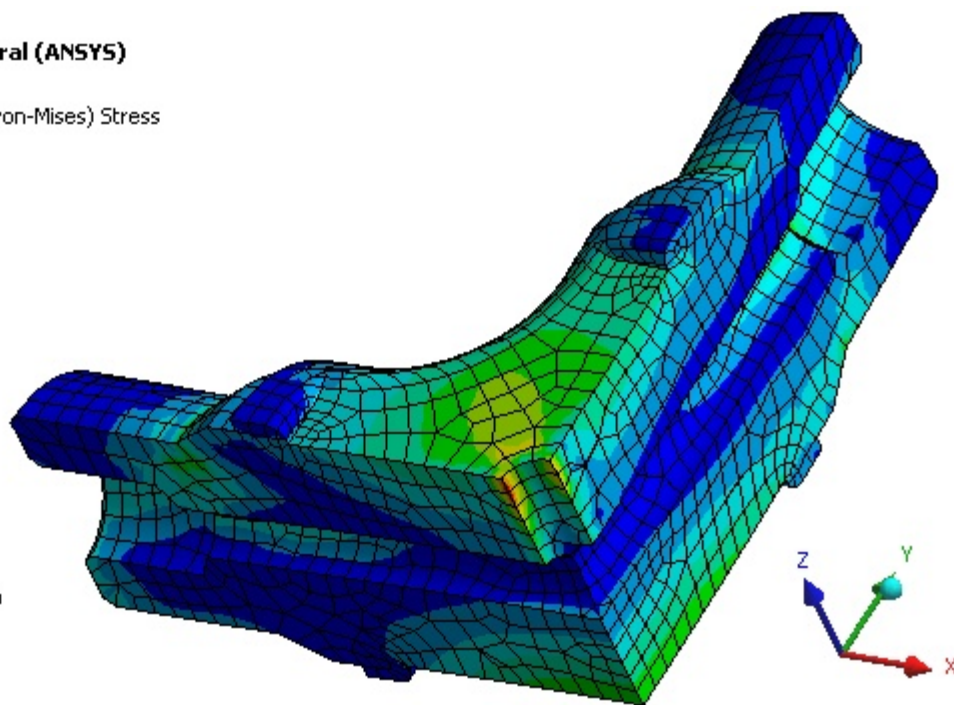
36,256

18,477

**0,69902 Min**

0,00 35,00 70,00 (mm)

17,50 52,50



Obrázek 101 Kříž - Průběh redukovaného napětí dle HMH

**A: Static Structural (ANSYS)**

Life

Type: Life

Time: 0

**1e7 Max**

5,1442e6

2,6462e6

1,3613e6

7,0026e5

3,6022e5

1,853e5

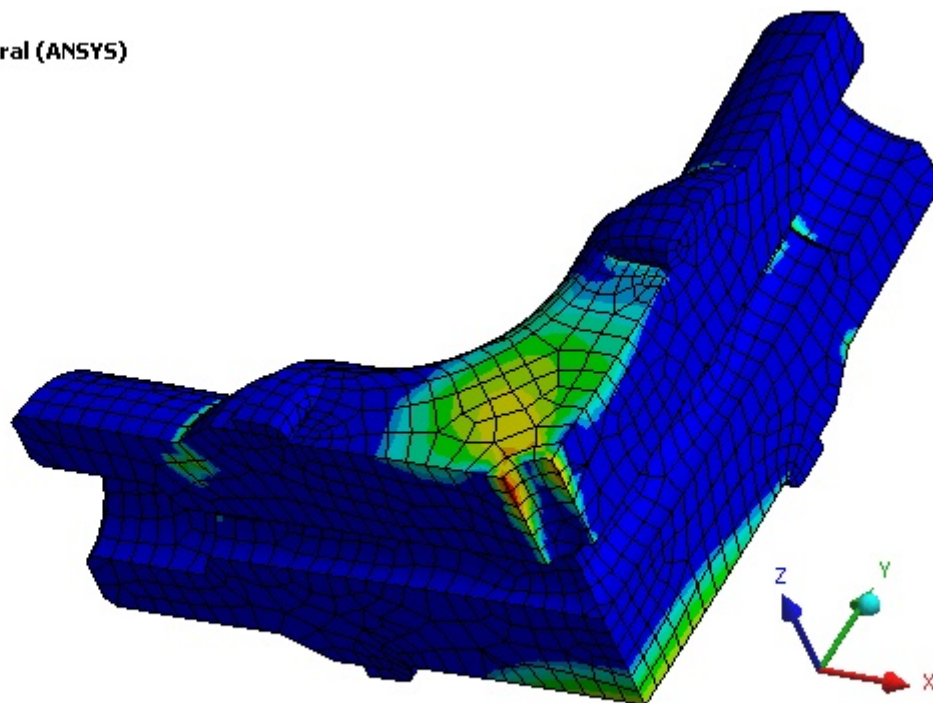
95323

49036

**25225 Min**

0,00 35,00 70,00 (mm)

17,50 52,50

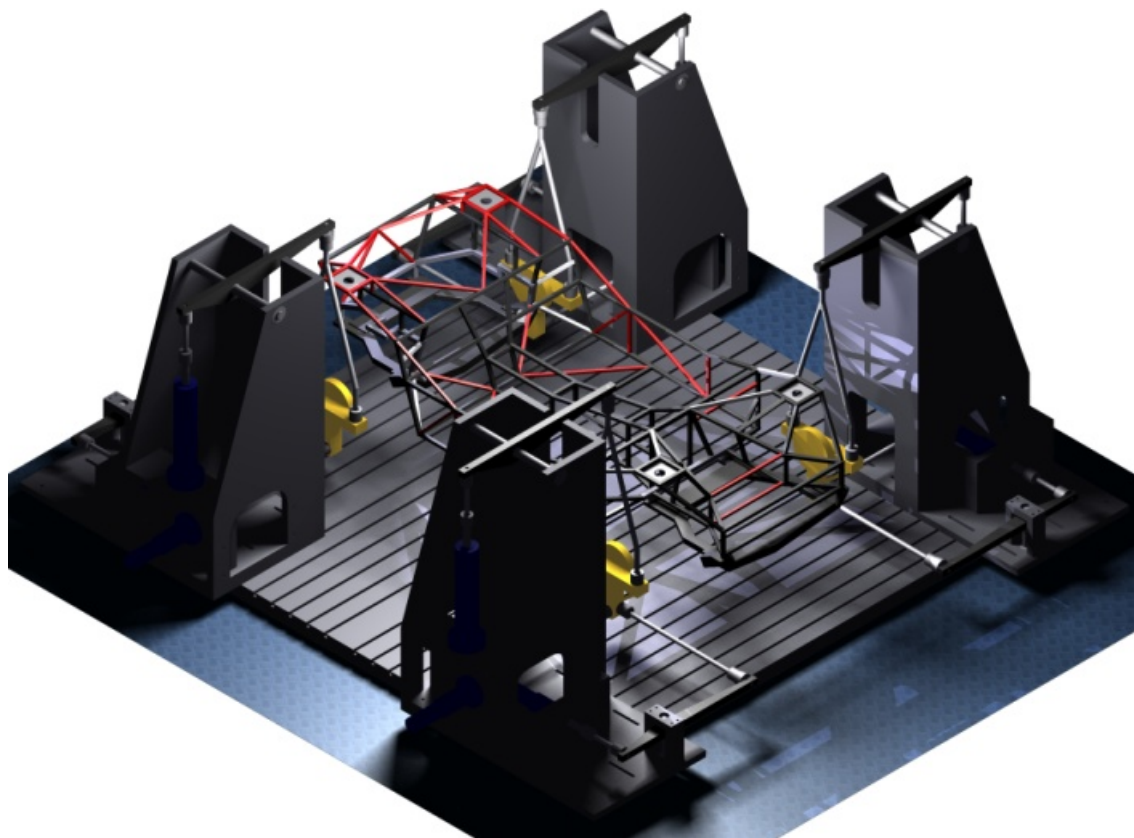


Obrázek 102 Kříž - Životnost v cyklech



## 8.2. Ideový návrh modulárního systému pro simulaci provozního zatížení

Pro dynamickou simulaci provozního zatížení nově vzniklého automobilu (rám RVS) je vybrán systém s dvanácti elektrohydraulickými pulsátory. Jedná se o tříosé zatížení pro provádění životnostních zkoušek. Laboratoř je omezena prostorem (hlavně stropem), proto byl navrhnut systém pro zavěšení auta. Zatížení je zde provedeno třemi pulsátory. Příčný směr zatížení je připojen přímo pomocí táhla k přípravku, který nahrazuje kolo. Ostatní dva směry jsou připojena k přípravku nahrazující kolo taky pomocí táhel, ale k pulsátoru se připojují pomocí pák z důvodu omezeného prostoru. Dva pulsátory mají pevné umístění v hlavní stojící části „věže“. Boční pulsátor je možné umístit buďto na levou či na pravou stranu „věže“ podle potřeby zkoušky.



Obrázek 103 Simulování jízdních vlastností – vizualizace v programu Inventor

### 8.2.1. Výpočet nejvíce namáhaných dílů

Mezi nejvíce namáhané díly patří páky a táhla. Ostatní díly jako klouby jsou dodávány externí firmou, proto nebudou kontrolovány. Zatížení je přebráno z Tabulka 3 Vypočtené síly na kolo.

#### 8.2.1.1. Výpočty pák pomocí metody konečných prvků

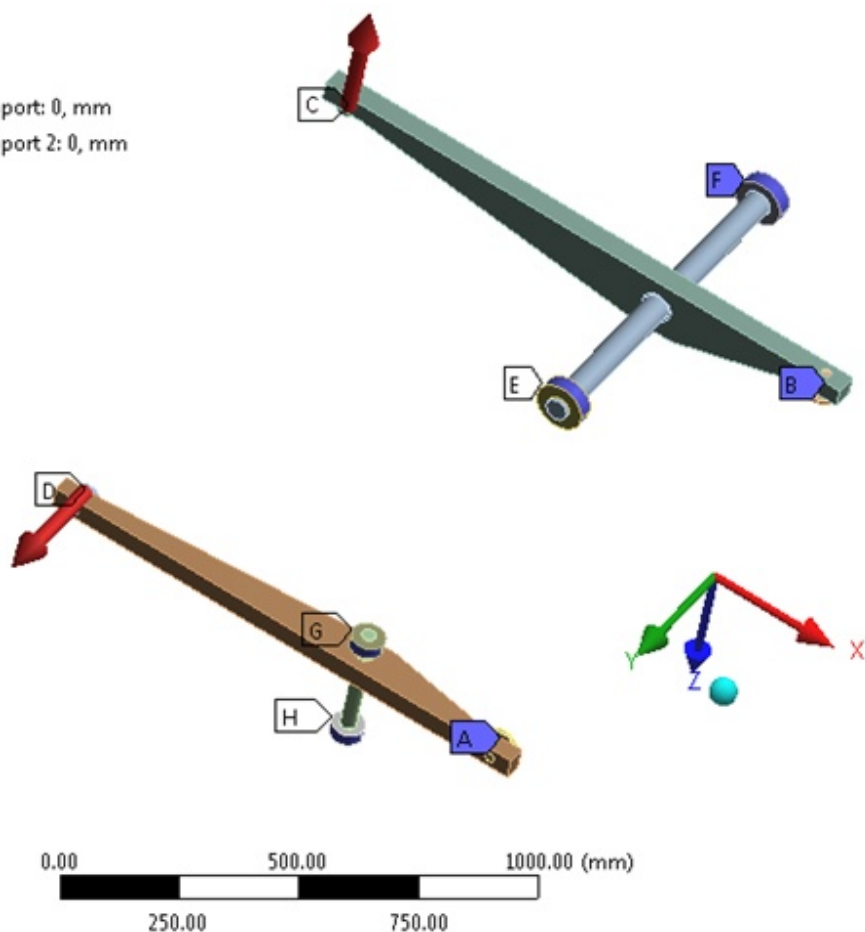
Ložiska jsou uvažována jako poddajné tělesa a jsou vetknuté po vnější ploše. Tento předpoklad je brán tak, že jsou ložiska nalisována do bočních desek. Dále je pro zjednodušení brán kontakt mezi modelovým ložiskem a hřídelí jako bez tření. Zatížení je zadáno vždy na stranu páky, která je přímo spojena s přípravkem nahrazujícím kolo. Na stranu připojení pulsátoru je předepsána okrajová podmínka pouze tlaková.

#### E: Copy of Static Structural (ANSYS)

Static Structural

Time: 1, s

- A** Compression Only Support: 0, mm
- B** Compression Only Support 2: 0, mm
- C** Force: 2300, N
- D** Force 2: 2100, N
- E** Fixed Support
- F** Fixed Support 2
- G** Fixed Support 3
- H** Fixed Support 4



Obrázek 104 Páky – Znázornění zatížení a okrajových podmínek

8.2.1.2. *Analýza horní delší páky*

E: Copy of Static Structural (ANSYS)

Total Deformation 2

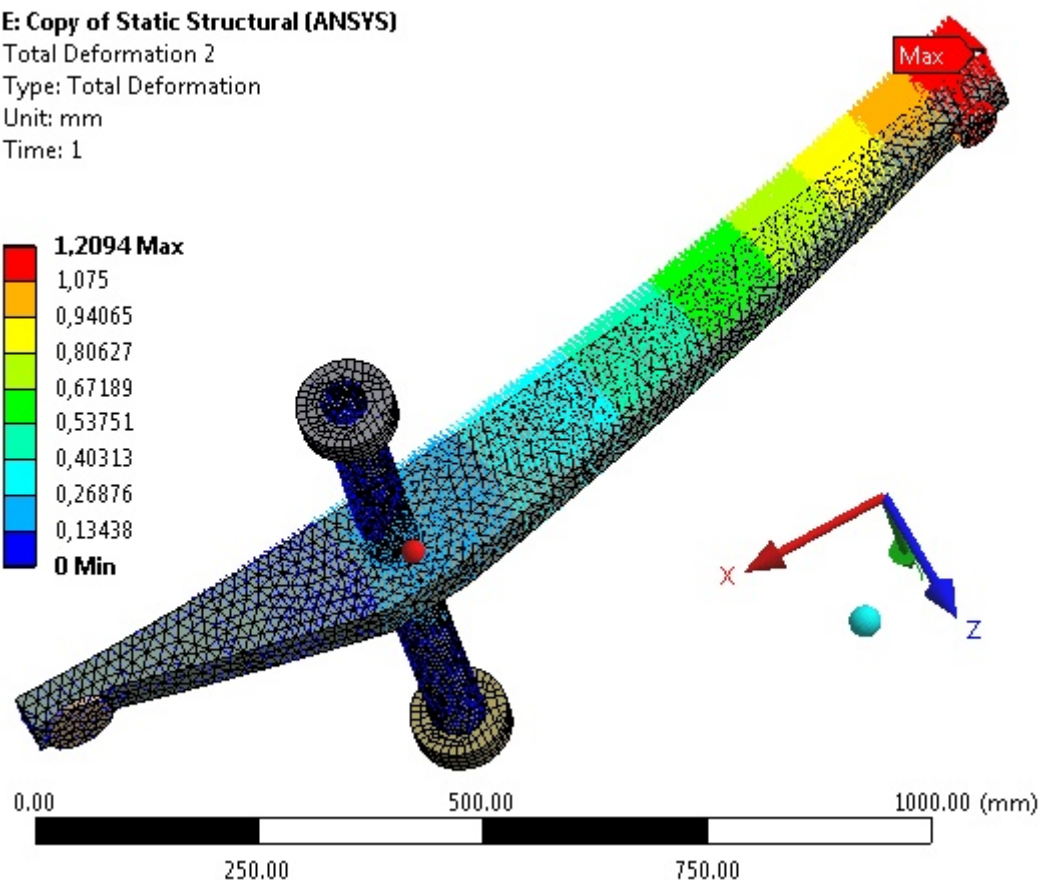
Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

1,2094 Max

1,075  
0,94065  
0,80627  
0,67189  
0,53751  
0,40313  
0,26876  
0,13438  
0 Min



Obrázek 105 Horní páka - Celkové posuvy vektorově zobrazené

E: Copy of Static Structural (ANSYS)

Equivalent Stress 4

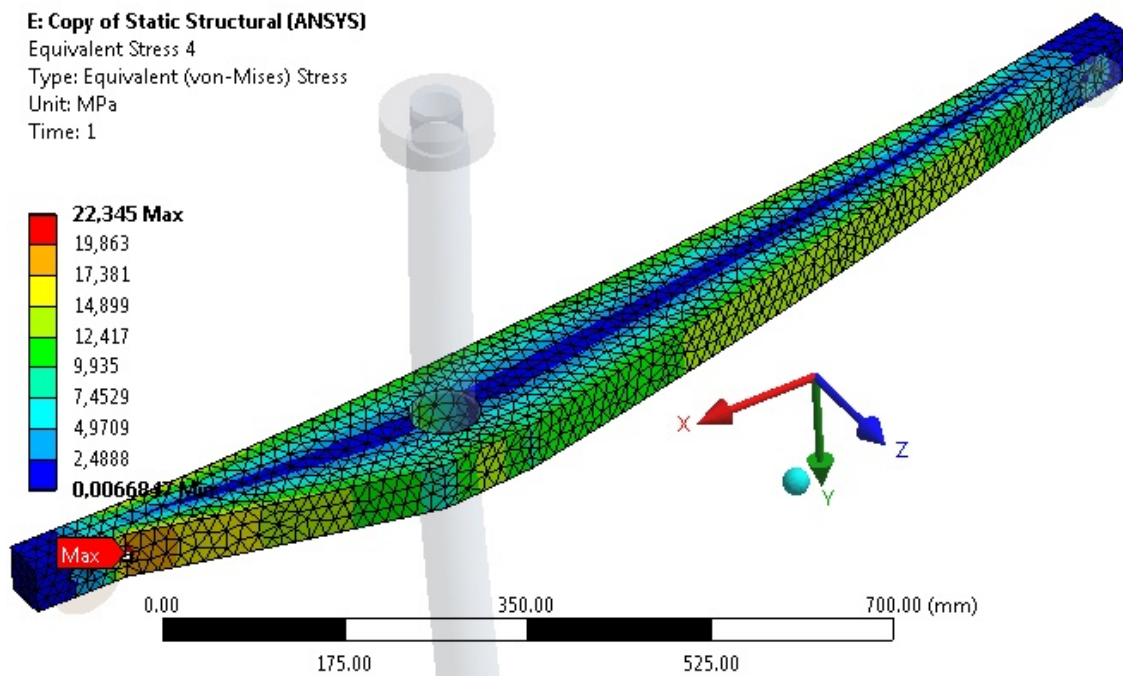
Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

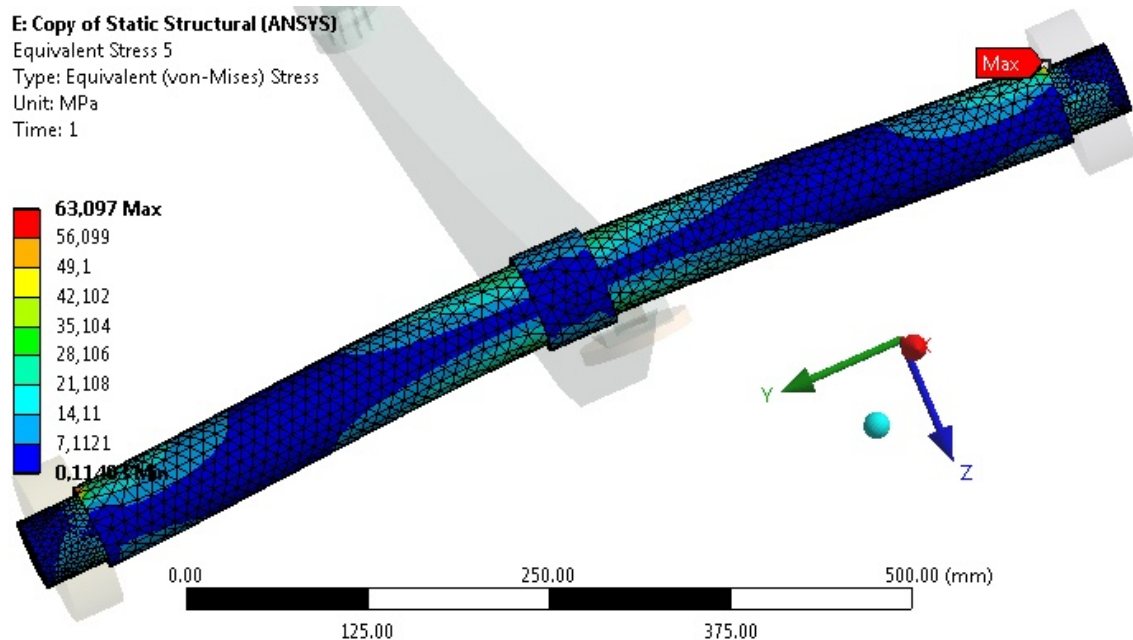
22,345 Max

19,863  
17,381  
14,899  
12,417  
9,935  
7,4529  
4,9709  
2,4888  
0,006684 Min

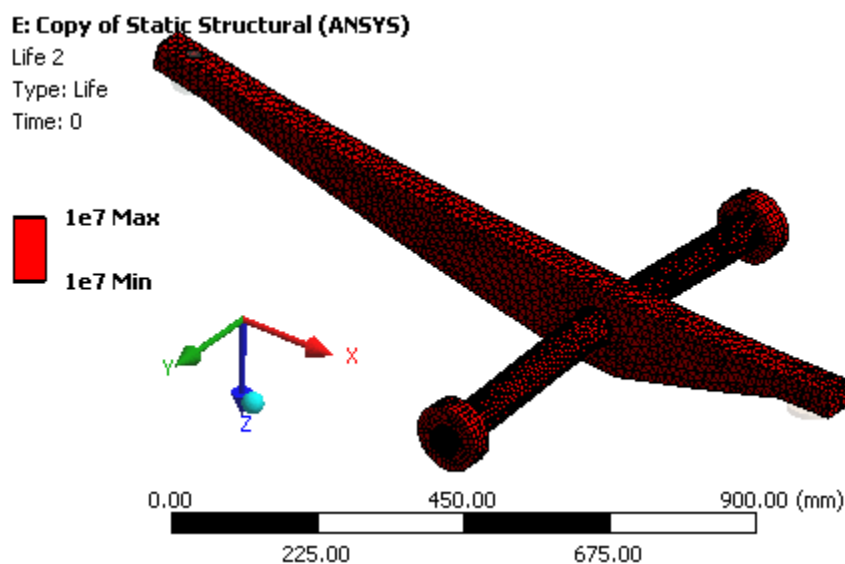


Obrázek 106 Horní páka - Průběh redukovaného napětí dle HMH v horní páce





Obrázek 107 Horní páka - průběh redukovaného napětí dle HMH v horní hřídeli



Obrázek 108 Horní páka - Životnost v cyklech

### 8.2.1.3. Analýza dolní kratší páky

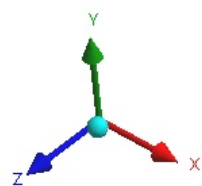
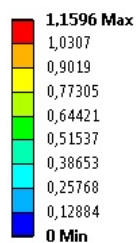
E: Copy of Static Structural (ANSYS)

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1



Obrázek 109 Dolní páka - Celkové posuvy zobrazené vektorově

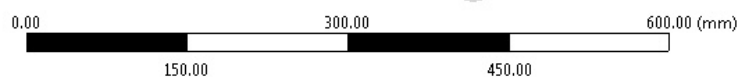
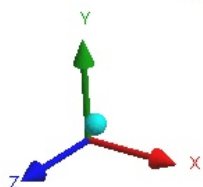
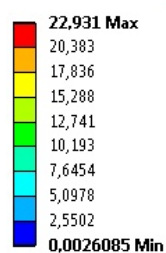
E: Copy of Static Structural (ANSYS)

Equivalent Stress

Type: Equivalent (Mises) Stress

Unit: MPa

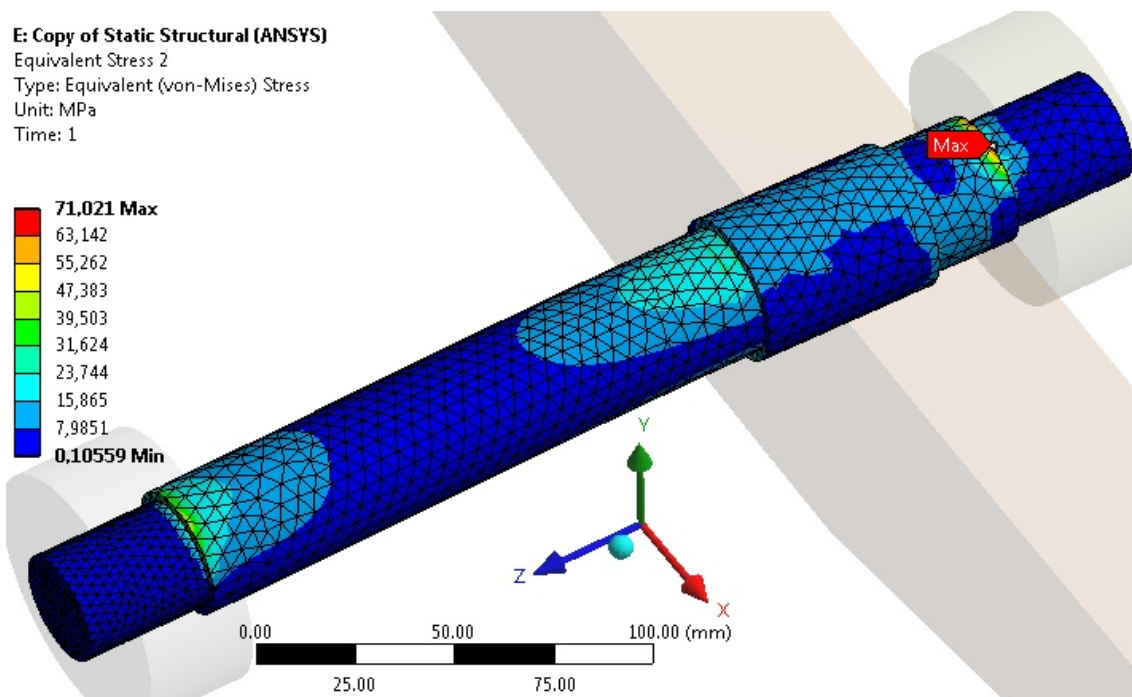
Time: 1



Obrázek 110 Dolní páka - Průběh redukovaného napětí dle HMH v dolní páce

E: Copy of Static Structural (ANSYS)  
 Equivalent Stress 2  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1

71,021 Max  
 63,142  
 55,262  
 47,383  
 39,503  
 31,624  
 23,744  
 15,865  
 7,9851  
 0,10559 Min



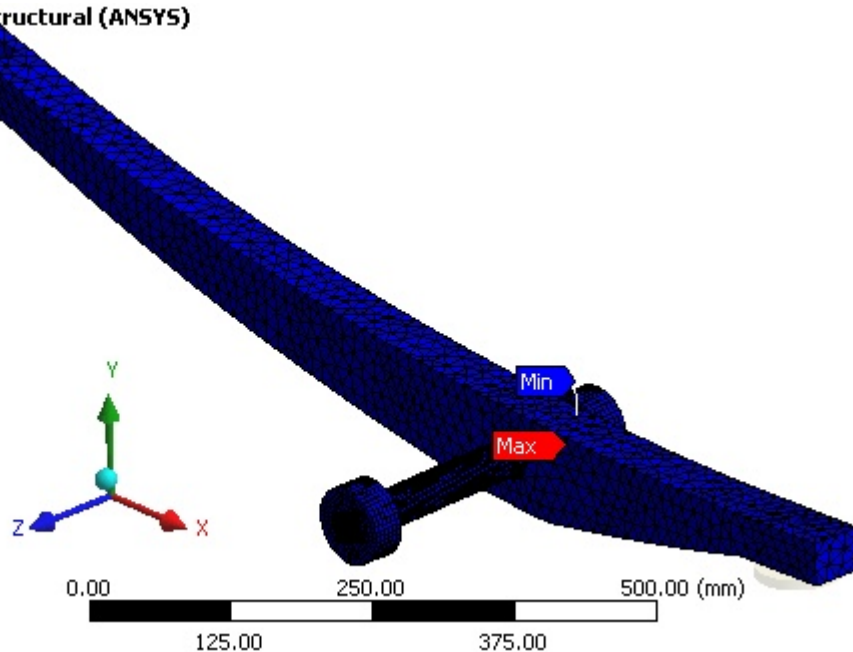
Obrázek 111 Dolní páka - Průběh redukovaného napětí dle HMH v dolní hřídeli

Pokud budou díly vyrobeny z oceli S235J2C (mez kluzu  $Re = 71 \text{ MPa}$ ) nedojde k porušení dílů, protože výsledné napětí dosahují maximální hodnoty  $71 \text{ MPa}$ .

E: Copy of Static Structural (ANSYS)

Life 3  
 Type: Life  
 Time: 0

1e7 Max  
 9,8236e6  
 9,6503e6  
 9,4801e6  
 9,3129e6  
 9,1486e6  
 8,9873e6  
 8,8287e6  
 8,673e6  
 8,52e6 Min



Obrázek 112 Dolní páka - Životnost v cyklech

**8.2.1.4. Výpočet táhel**

Táhla jsou na každé straně osazeny klouby, tudíž přenášejí pouze osové tlakové (tahové) napětí. Kontrola táhel je provedena na vzpěrnou pevnost přímých prutů [21].

$$J = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (35^4 - 24^4)}{64} = 57375,74 \text{ mm}^4 \quad (8.1)$$

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_0^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 57375,74}{1024^2} = 36099,2 \text{ N} = 36,1 \text{ kN} \quad (8.2)$$

Kde:

Ø $E = 210000 \text{ MPa}$	modul pružnosti v tahu
Ø $J_{min} = J$	kvadratický moment průřezu
Ø $l_0 = l_{max} = 1024 \text{ mm}$	maximální redukovaná (vzpěrná) délka prutu
Ø $F_{krit}$	kritická vzpěrná síla
Ø $D = 35 \text{ mm}$	vnější průměr táhla
Ø $d = 24 \text{ mm}$	vnitřní průměr táhla

Kritická vzpěrná síla je 36,1 kN a maximální zatěžovací síla je 2,5 kN. Ke vzpěru tedy nedojde.

## 9. Tvorba výkresové dokumentace

### 9.1. 3D model rámu auta varianta RVS

Model je vytvořen podle geometrie rámu varianta skutečná RVS. Při konstrukci jsou využity především profily z uhlíkové konstrukční oceli třídy. Model je vytvořený pomocí programu Inventor.

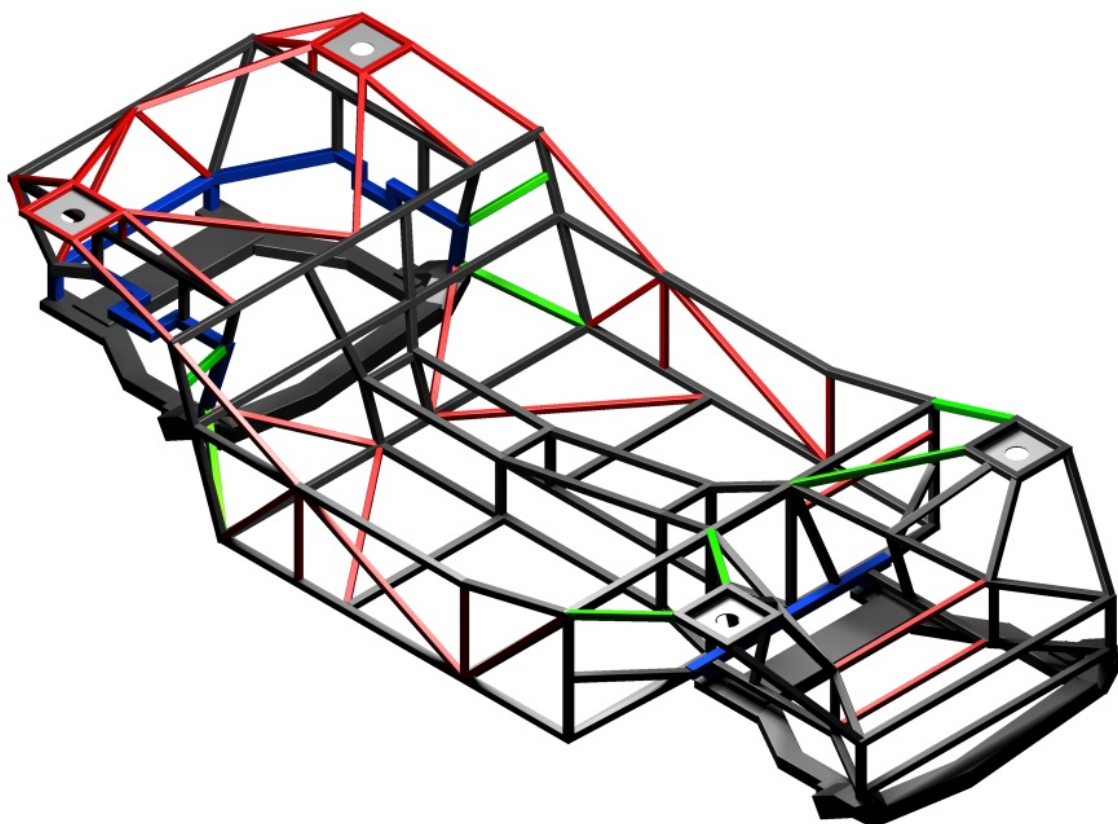
Použité průřezové profily:

Ø Profil uzavřený svařovaný černý se čtvercovým průřezem, EN 10219-2

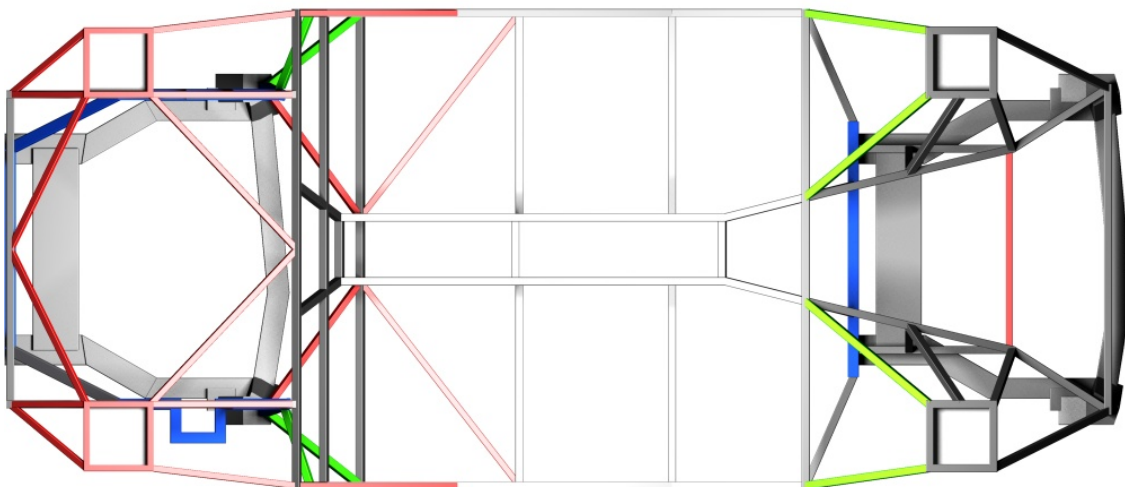
- 20x20x1,5 mm na Obrázek 113 červená barva
- 25x25x2 mm na Obrázek 113 černá barva
- 25x25x2,5 mm na Obrázek 113 zelená barva
- 35x35x2 mm na Obrázek 113 modrá barva

Dále byl použit pro uchycení tlumičů plech válcovaný za tepla, DIN 1543.

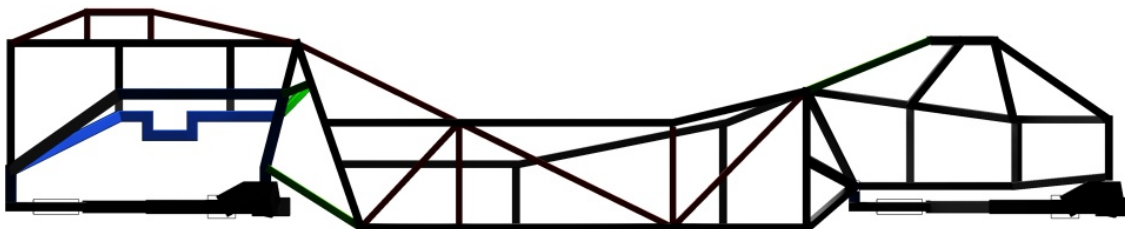
Ø Plech tloušťky  $t_{\text{ploce}} = 4 \text{ mm}$ .



Obrázek 113 RVS Konečný 3D model vytvořen v programu Inventor (IZO pohled)



Obrázek 114 RVS Konečný 3D model vytvořen v programu Inventor (pohled ze shora)



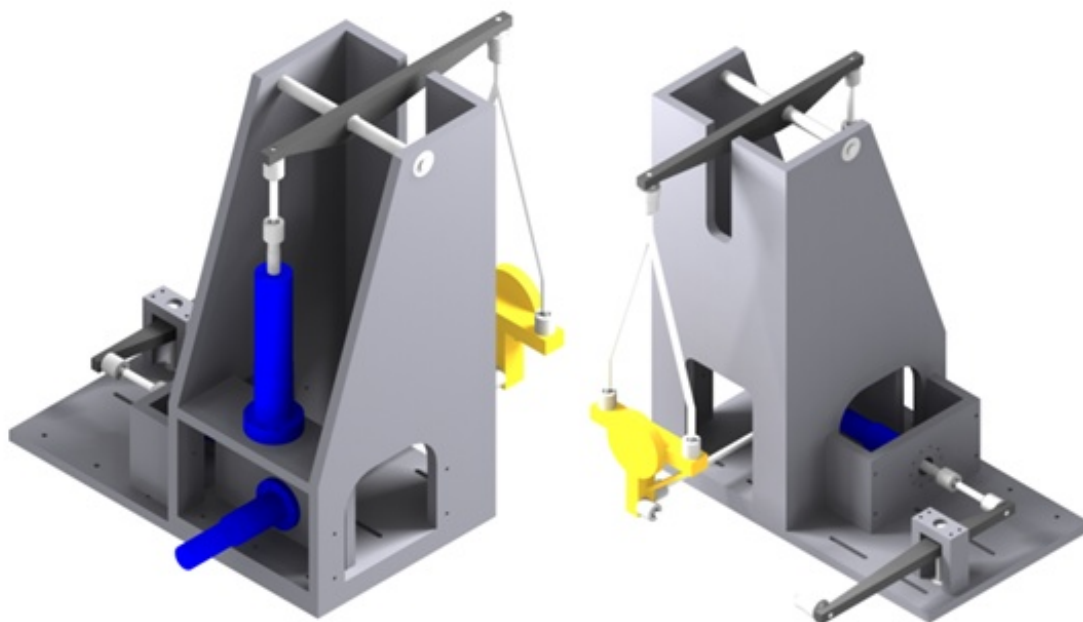
Obrázek 115 RVS Konečný 3D model vytvořen v programu Inventor (pohled z boku)

Výkresová dokumentace je v příloze, ale jedná se pouze o orientační schematické výkresy z důvodů uchování výrobního tajemství.



## 9.2. Ideový návrh modulárního systému pro simulaci provozního zatížení

Celá sestava se skládá z několika samostatných dílů. Plechy jsou tloušťky 50 mm. Mezi největší díly patří stojící část „věž“, která se skládá z několika vypalovaných plechů, které jsou svařeny k sobě. Mezi další důležité části patří podstavná deska, která se také bude nechat vypalovat. Pak je tu výložník pro boční pulsátor. Ten je svařen ze tří částí a k „věži“ je přišroubován šrouby. Výložník pro malou páku je také svařen ze tří částí. Obě páky jsou rovněž výpalky z plechu.



Obrázek 116 Dvanáctikanálový simulátor vozovky

Výkresová dokumentace je v příloze, ale opět se jedná pouze o orientační schematické výkresy z důvodů uchování výrobního tajemství.

## 10. Experimentální ověření modulárního systému

Dalším bodem diplomové práce mělo být provést experimentální měření na navrženém modulárním systému. A následné porovnání s vypočtenými hodnotami. Avšak toto měření nebylo možné provést z důvodu dlouhého vývoje a opoždění výroby rámu nového automobilu. V laboratoři testování automobilů nebyly ještě v době odevzdání diplomové práce dodány ani všechny potřebné elektrohydraulické pulsátory. Ale měla by proběhnout do konce června 2010 předběžná poptávka na zhotovení potřebných výpalků pro svařované díly pro modulární systém.

V době odevzdání diplomové práce byla prováděna výroba automobilového rámu varianta skutečná RVS. Který by měl být hotov do konce května roku 2010. Následně v červnu 2010 by mělo probíhat osazování rámu vybranými zachovanými díly a také zapojována elektrická instalace vozidla. Po kompletaci auta by měly nejpozději do konce srpna 2010 začít zkušební jízdy a pak následné měření dat z provozních zkoušek.



Obrázek 117 Zhotovování rámu (Foto Laboratoř stavby automobilů)

## 11. Závěr

Cíl této práce byl splněn navržením vhodného rámu dle požadavků zadavatele. Tento rám je nyní (17. května 2010) zhotovován v laboratoři technologie stavby automobilů. Výsledné variantě rámu (RVS) předcházela dlouhý vývoj. Bylo vytvořeno několik variant, které mu předcházeli. Jedná se o příhradový rám, jež splňuje požadované pevnostní a tuhostní vlastnosti, dokonce se značnou rezervou. Při výpočtu byl rám nahrazen konečnoprvkovým modelem. Jednotlivé výpočty s využitím metody konečných prvků pro všechny varianty jsou uvedeny v kapitole 7.4. Srovnání vlastností a výsledků variant rámu. V práci je dále provedena podrobná analýza výsledné varianty rámu (RVS). Výsledky kontroly z hlediska pevnosti a tuhosti jsou v práci vždy podrobně popsány.

Pro srovnání pevnostních a tuhostních vlastností rámu byl proveden výpočet pro konkurenční automobil Student Car typ Kaipan 57. Dále byly pro další srovnání využity výsledky z výpočtové zprávy získané přímo ze stránek výrobce pro automobil Lutus Evora. Tyto výpočty jsou uvedeny pouze v příloze. Z uvedených srovnání viz kapitola 7.4 vyplynulo, že výsledný navrhovaný rám má podobné vlastnosti, je schopen běžného provozu a splňuje veškeré technické požadavky.

Vytvoření tohoto rámu umožnilo zabývat se další částí diplomové práce, tedy vytvořením ideového návrhu modulárního systému pro uchycení a zatěžování vybraných automobilových konstrukčních uzlů. Jedná se o provádění laboratorních pevnostních a životnostních zkoušek materiálových vzorků, komponent a celých vozů včetně jejich vyhodnocení. Pro testování byly vytvořeny dvě nejvýhodnější varianty. První ideový návrh je pro testování tuhosti rámu. Který je vytvořen pro jeho jednoduchou výrobu a snadné sestavení. Druhý vychází z původního požadavku testování celého automobilu s využitím systému s dvanácti elektrohydraulickými pulsátory. Jeho vytvoření bylo omezeno prostorem pracoviště pro dynamické testování konstrukčních uzlů a automobilů (hlavně stropem), proto byl navrhnut systém pro zavěšení auta. U obou variant jsou provedeny napěťové a životnostní výpočty pomocí metody konečných prvků. Tyto výpočty jsou provedeny pouze pro vybrané nejvíce namáhané díly. Ostatní díly jako klouby jsou dodávány externí firmou, proto nejsou kontrolovány.

## 12. Citovaná literatura

- [1] **StudentCar** [online]. 14. 3. 2010 [cit. 2010-05-03]. *Laboratoř technologie stavby automobilů*. Dostupné z WWW: <http://www.studentcar.cz/lang/cs/ustav-ptpap/laboratore/laborator-stavby-automobilu>.
- [2] **StudentCar** [online]. 14. 3. 2010 [cit. 2010-05-03]. *Laboratoř testování motorů a dynamického testování automobilových konstrukčních uzlů*. Dostupné z WWW: <http://www.studentcar.cz/lang/cs/ustav-ptpap/laboratore/laborator-dynamickeho-testovani-automobilovych-konstrukcnich-uzlu?album=8&gallery=52>.
- [3] **StudentCar** [online]. 27. 1. 2010 [cit. 2010-05-03]. *Laboratoř testování motorů a dynamického testování automobilových konstrukčních uzlů*. Dostupné z WWW: <http://www.studentcar.cz/lang/cs/ustav-ptpap/laboratore/laborator-dynamickeho-testovani-automobilovych-konstrukcnich-uzlu?album=8&gallery=53&nggpage=3>.
- [4] **František Vlk**. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Brno : [s.n.], 2001.
- [5] **František Vlk**. *Stavba motorových vozidel*. Brno : [s.n.], 2003
- [6] **Ing. Jiří Černohorský, DrSc.** *Zkušebnictví a měřicí technika mechanických veličin ve strojírenství*. AUTOMA. 10/2008.
- [7] **Škoda výzkum s.r.o.** [online]. - [cit. 2010-05-08]. *Dynamická zkušebna*. Dostupné z WWW: [http://skodavyzkum.cz/dynamicka\\_zkusebna/](http://skodavyzkum.cz/dynamicka_zkusebna/).
- [8] **Ing. Z. Šec**, *Laboratorní a životnostní zkoušky*, *Dynamická zkušebna Škoda-auto a.s.* [online]. 2008, [cit. 2010-05-09]. Dostupný z WWW: <http://oprلز.iss.fd.cvut.cz/dokumenty/080314DynamickaZkusebna.pdf>.
- [9] **Ing. Jiří Černohorský, DrSc.** *Dynamické zkušebny*. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2008, 1, [cit. 2010-05-02]. Dostupný z WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/dynamicke-zkusebny>
- [10] **Ing. Jiří Černohorský, DrSc.** *Optimální navrhování mechanických soustav dynamicky namáhaných strojů*. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2006, 10, [cit. 2010-05-7]. Dostupný z WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/optimalni-navrhovani-mechanickych-soustav-dynamicky-namahanych-stroju>
- [11] **EMercedesBenz** [online]. January 9th, 2007 [cit. 2010-05-14]. *Over 15 Million Miles Covered : The Testing Of The New Mercedes C-Class*. Dostupné z WWW: <http://www.emercedesbenz.com/Jan07/09 Over 15 Million Miles Covered The Testing Of The New 2008 Mercedes C Class 4.html>.

- [12] **StudentCar** [online]. 14. 3. 2010 [cit. 2010-05-03]. *Designové návrhy*. Dostupné z WWW: [http://www.studentcar.cz/wp-content/gallery/Design/StudieD4/studentcar\\_II\\_concept08\\_list\\_05\\_06.jpg](http://www.studentcar.cz/wp-content/gallery/Design/StudieD4/studentcar_II_concept08_list_05_06.jpg)
- [13] **Hyundai** [online]. 2010 [cit. 2010-05-02]. *Výbava a technologie*. Dostupné z WWW: <http://www.hyundai.cz>
- [14] **Hyundai** [online]. 2010 [cit. 2010-05-02]. *Výbava a technologie*. Dostupné z WWW: <http://www.hyundai.cz/nabizene-modely/i30/vybava-a-technologie/technicka-data.html>
- [15] **Vlk, František**. *Dynamika motorových vozidel*. Brno : [s.n.], 2005
- [16] **Ing. Petr STEJSKAL**,. *STUDENT CAR : Dílčí výpočtová zpráva*. [online]. Září 2008, [cit. 2010-04-02]. Dostupný z WWW: <http://sportcar-rp08.vsb.cz/Vypocty/vypoctova%20zprava.pdf>.
- [17] **Tenaris** [online]. January 2004 [cit. 2010-05-09]. *Tubular hot finished structural hollow sections*. Dostupné z WWW: <http://www.tenaris.com/shared/documents/files/CB27.pdf>
- [18] **Salzgitter-flachstahl** [online]. 06 2006 [cit. 2010-05-09]. *Non-alloy structural steels S235J2C*. Dostupné z WWW: [http://www.salzgitter-flachstahl.de/MediaDatenBank/downloadcenter\\_en/Hot\\_rolled\\_products\\_Steel\\_grades/Non\\_alloy\\_structural\\_steels/Non\\_alloy\\_structural\\_steels\\_S235J2C](http://www.salzgitter-flachstahl.de/MediaDatenBank/downloadcenter_en/Hot_rolled_products_Steel_grades/Non_alloy_structural_steels/Non_alloy_structural_steels_S235J2C).
- [19] **Alfun** [online]. 2008 [cit. 2010-05-09]. *Hliník Mechanické vlastnosti*. Dostupné z WWW: <http://www.alfun.cz/hlinik-pp-mechanicke-vlastnosti.html>.
- [20] **Lotus Scribd** [online]. - [cit. 2010-03-11]. *The new Lotus Evora structure*. Dostupné z WWW: <http://www.scribd.com/doc/21734205/Lotus-Engineering>.
- [21] **J. Řasa, J. Švercl**; *Strojnické tabulky 1*. Praha : [s.n.], 2004

## 13. Seznam příloh

Příloha A: Technické údaje automobilu Hyundai i30.....	2
Příloha B: Automobil STUDENT CAR.....	3
Příloha C: Automobil Lotus Evora .....	8

## Seznam obrázků

Obrázek 118 Vlevo Kaipan 57, vpravo původní proslavený Lotus Seven .....	3
Obrázek 119 Kaipan 57 - 3D model .....	4
Obrázek 120 Kaipan 57 1. vlastní torzní mód při 29,757 Hz.....	5
Obrázek 121 Kaipan 57 1. vlastní ohybový mód při 39,356 Hz .....	5
Obrázek 122 Kaipan 57 celkové posuvy při zatížení předního kola (maximum 69,048 mm) .....	6
Obrázek 123 Kaipan 57 Průběh minimálního kombinovaného napětí .....	6
Obrázek 124 Kaipan 57 Průběh maximálního kombinovaného napětí.....	7
Obrázek 125 Evora - Rozměry automobilu Evora ve srovnání s automobilem Lotus Elise .	8
Obrázek 126 Evora - Profilová hliníková karoserie.....	8
Obrázek 127 Evora - Tuhost rámu v ohybu .....	9
Obrázek 128 Evora - Tuhost rámu v torzi.....	9
Obrázek 129 Evora - První vlastní ohybový mód 31,6 Hz .....	10
Obrázek 130 Evora - První vlastní torzní mód 35,16 Hz .....	10



## Příloha A: Technické údaje automobilu Hyundai i30

Tabulka 11 Technické údaje Hyundai i30 [14]

<b>Vnější rozměry</b>	
Celková délka	4245 mm
Celková šířka	1775 mm
Celková výška	1480 mm
Rozvor	2650 mm
Světlá výška	150 mm
<b>Hmotnosti</b>	
Provozní hmotnost	1268-1368 kg
Maximální hmotnost	1720 kg
<b>Zavěšení a odpružení</b>	
Přední	typ McPherson s vinutými pružinami a plynovými tlumiči a se stabilizátorem
Zadní	víceprvková s vinutými pružinami a plynovými tlumiči a se stabilizátorem
<b>Řízení</b>	
Typ	Hřebenové s elektrickým posilovačem
Poloměr otáčení	5,12 m
<b>Brzdy</b>	
Posilovač	Podtlakový 254 mm
Přední	Kotoučové s vnitřním chlazením 280 x 26 mm
Zadní	kotoučové 262 x 10 mm
Podpůrná zařízení	4kanálový systém ABS (protiblokovací systém) s EBD (elektronický rozdělovač brzdné síly)
<b>Motor</b>	
Značení	1,6i MPI DOHC CVVT
Typ	zážehový řadový DOHC, 16 V
Zdvihový objem motoru	1591 cm <sup>3</sup>
Druh paliva	95 Natural
Počet válců	4
Kompresní poměr	10,5
Výkon	93 kW / 126 HP /6200
Max. točivý moment	157 Nm / 4200 ot/min
Příprava směsi	vícebodové vstřikování
<b>Převodové ústrojí</b>	
Typ převodovky	manuální
Počet stupňů řazení	5
Druh pohonu	4x2
<b>Dynamika</b>	
Maximální rychlost	192 km/h
Zrychlení z 0 na 100 km/h	10,2 s

## Příloha B: Automobil STUDENT CAR

Jedná se o stavebnicový automobil Kaipan 57, jehož celá koncepce vychází z vize roadsteru slavného Lotusu Seven. Má však jiné rozměry, modernější podvozek a samozřejmě i motor. Pohonná jednotka je zde použita Škoda Octavia 1,8 Turbo 110kW, která splňuje všechny současné emisní limity.



Obrázek 118 Vlevo Kaipan 57, vpravo původní proslavený Lotus Seven

### Historie Lotusu Seven

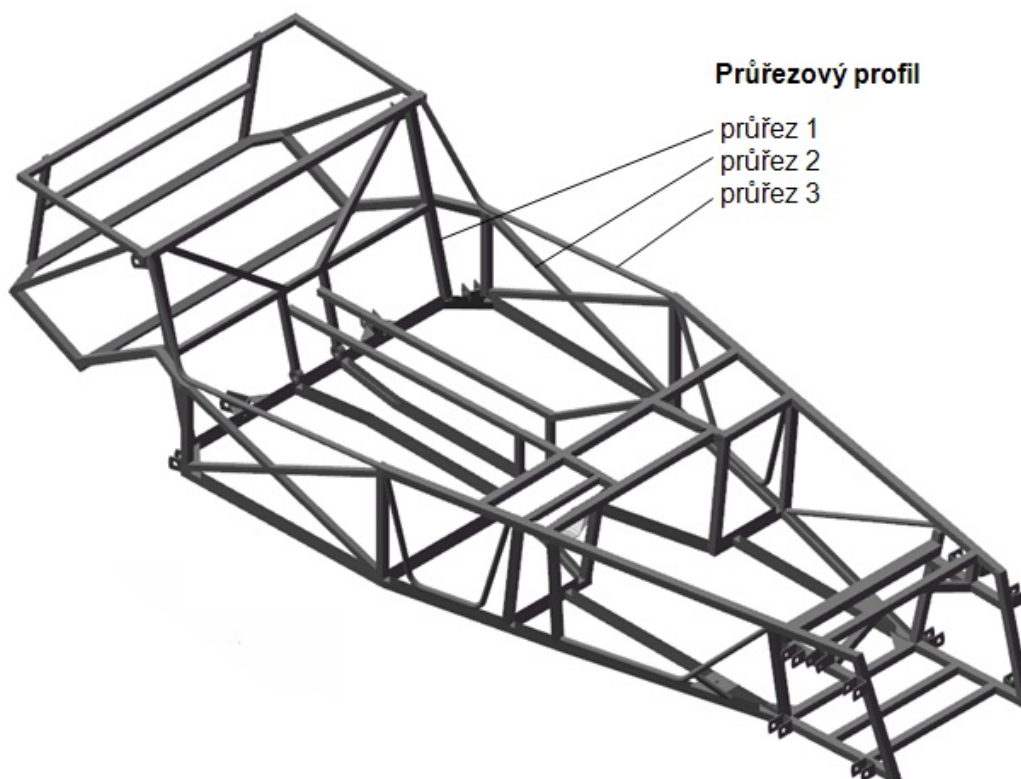
Propagační materiály firmy Lotus popisovaly tuto neobvyklou stavebnici jako určenou k účasti na „méně náročných“ závodech. Avšak k řízení Sevenu nebylo potřeba naprosto nic „méně náročného“, a už vůbec ne při závodech. Čelní světlomety vyčnívají mimo karoserii a přední blatníky jsou oddělené (původní verze je má jako součást karoserie), bylo jasné, že při návrhu naprosto nešlo o aerodynamická hlediska, ale pouze o funkční podvozek. Nejspíše byla snaha dosáhnout co nejvyššího poměru výkonu k hmotnosti automobilu. V závodech do vrchu a ve sprintech byl jen velmi těžko k překonání, ovšem za cenu naprosté absence komfortu. Vůz nemá dveře, jen mírně sníženou boční karoserii v místech, kde je možné nastoupit či z něj vystoupit. Šlo o vůz, který byl vysloveně nebezpečný. Ale jen velmi málo vozů v celé historii automobilismu bylo tak milováno svými majiteli.

### Svařenec nosného rámu (3D model)

Prostorový model konstrukce automobilu byl poskytnut VŠB Ostrava aktualizací z roku 2008. Rámová konstrukce skeletu vozu je tvořena profily z uhlíkové konstrukční oceli třídy S235 podle EN 10027. Její mechanické charakteristiky při základní výpočtové teplotě  $T=20^{\circ}\text{C}$  jsou uvedeny v Tabulka 2.

Průřezové profily:

- Ø Profil uzavřený svařovaný černý se čtvercovým průřezem 20x20x2 mm
- Ø Profil uzavřený svařovaný černý se čtvercovým průřezem 25x25x2 mm
- Ø Tyč ocelová kruhová jmenovitý průměr 18 mm



Obrázek 119 Kaipan 57 - 3D model

## Výpočet pomocí numerické modální analýzy

C: bez plechu

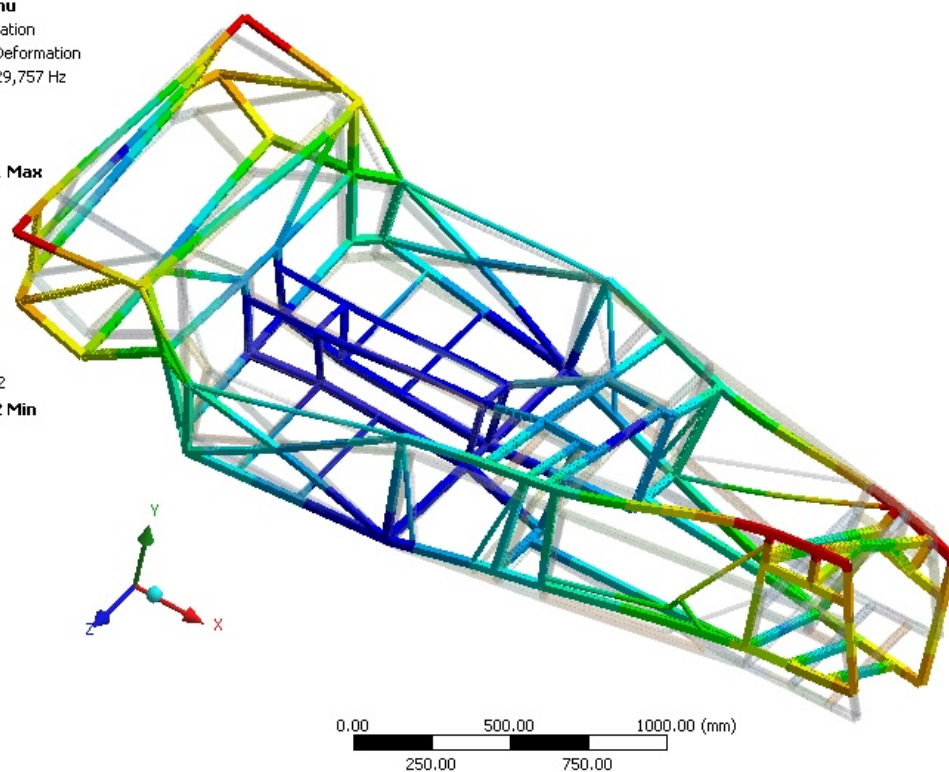
Total Deformation

Type: Total Deformation

Frequency: 29,757 Hz

Unit: mm

7,9911 Max  
7,1108  
6,2304  
5,3501  
4,4698  
3,5895  
2,7092  
1,8288  
0,94852  
0,0682 Min



Obrázek 120 Kaipan 57 1. vlastní torzní mód při 29,757 Hz

C: bez plechu

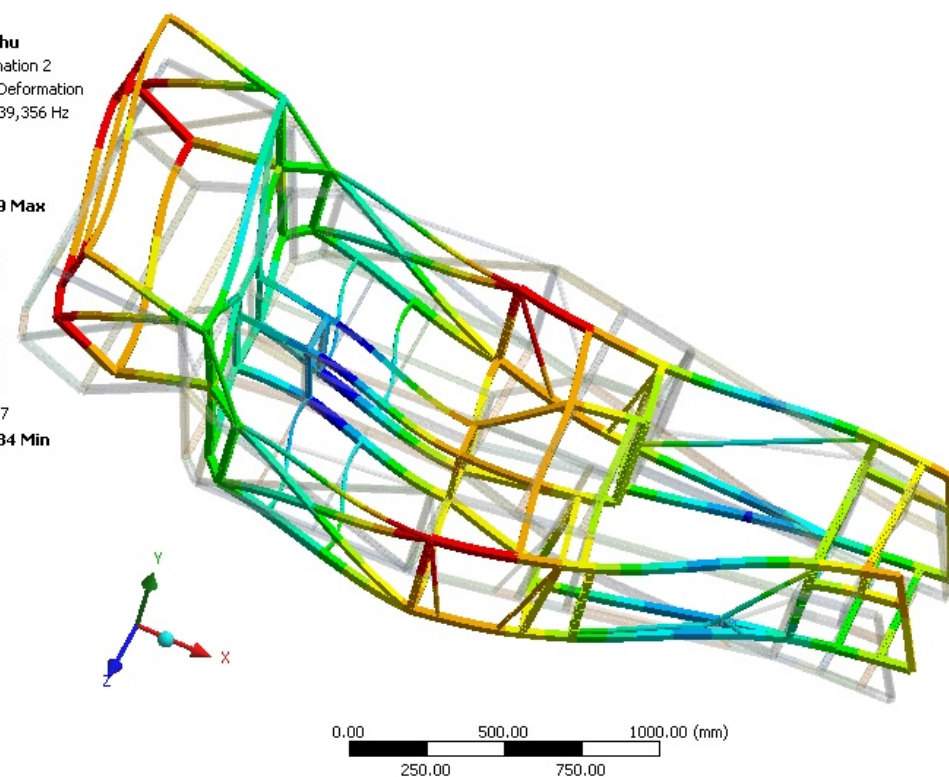
Total Deformation 2

Type: Total Deformation

Frequency: 39,356 Hz

Unit: mm

5,7339 Max  
5,1112  
4,4884  
3,8657  
3,243  
2,6203  
1,9975  
1,3748  
0,75207  
0,12934 Min



Obrázek 121 Kaipan 57 1. vlastní ohybový mód při 39,356 Hz



## Statický výpočet zatížení na přední kolo

D: Síla přední kolo

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

69,048 Max

61,376

53,704

46,032

38,36

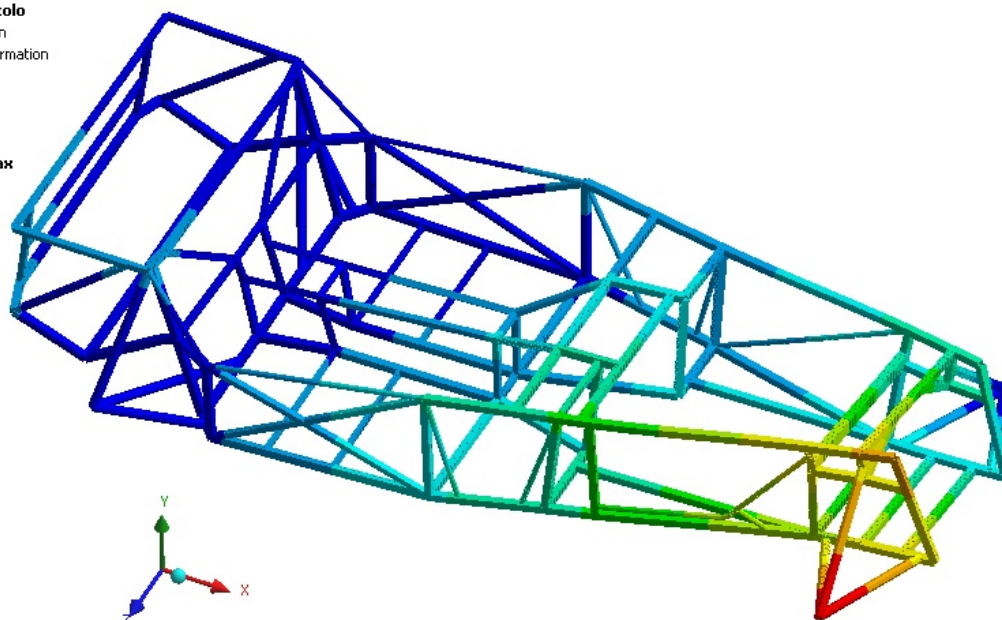
30,688

23,016

15,344

7,672

0 Min



Obrázek 122 Kaipan 57 celkové posuvy při zatížení předního kola (maximum 69,048 mm)

D: Síla přední kolo

Minimum Combined Stress

Type: Minimum Combined Stress

Unit: MPa

Time: 1

14,728 Max

-12,113

-38,954

-65,795

-92,636

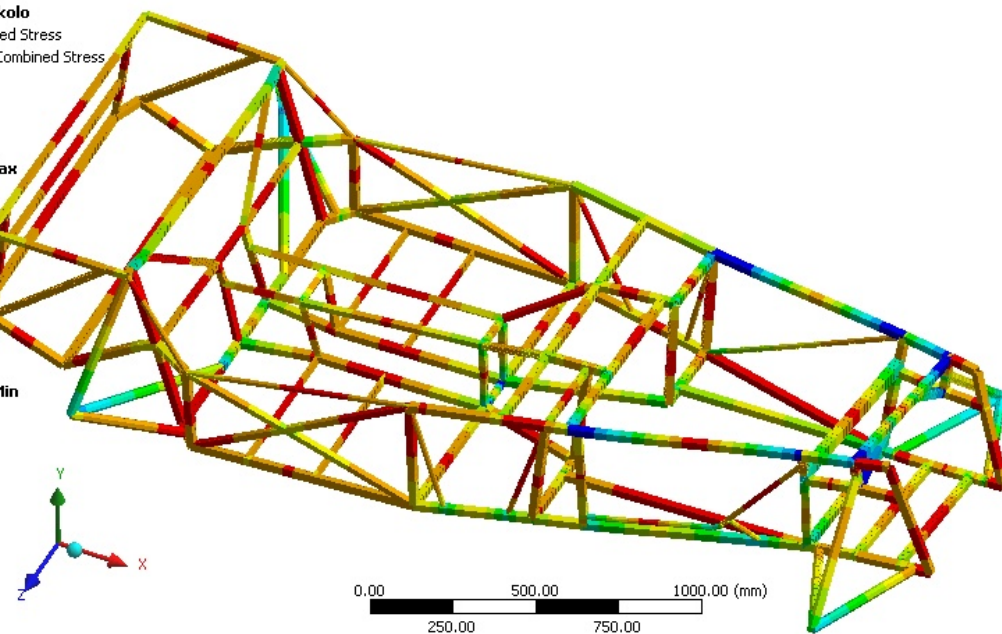
-119,48

-146,32

-173,16

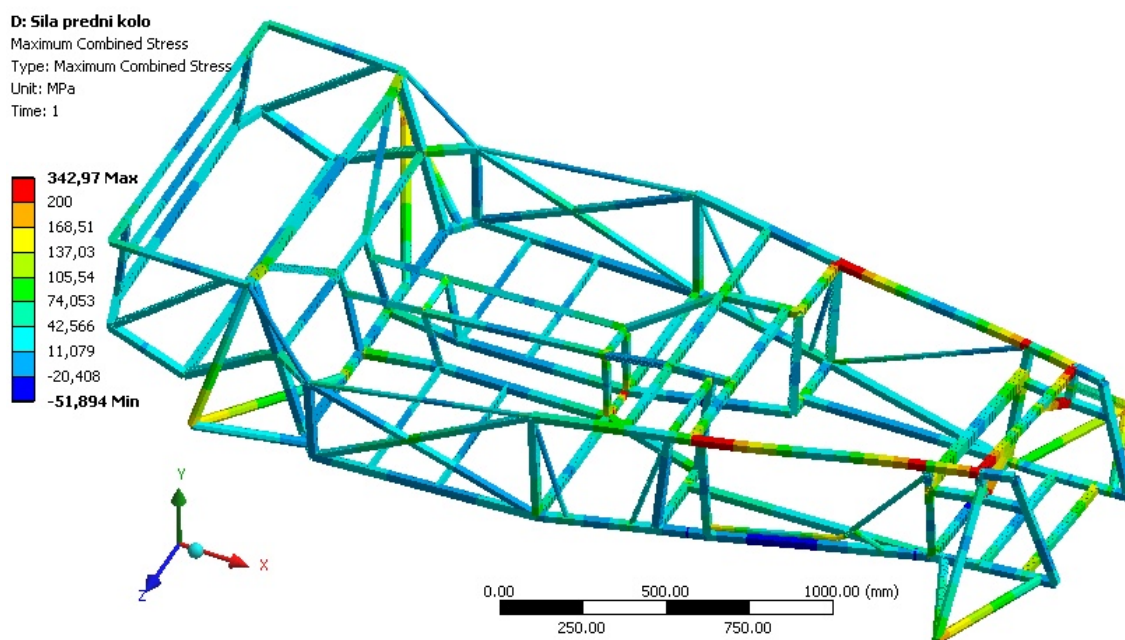
-200

-337,77 Min



Obrázek 123 Kaipan 57 Průběh minimálního kombinovaného napětí



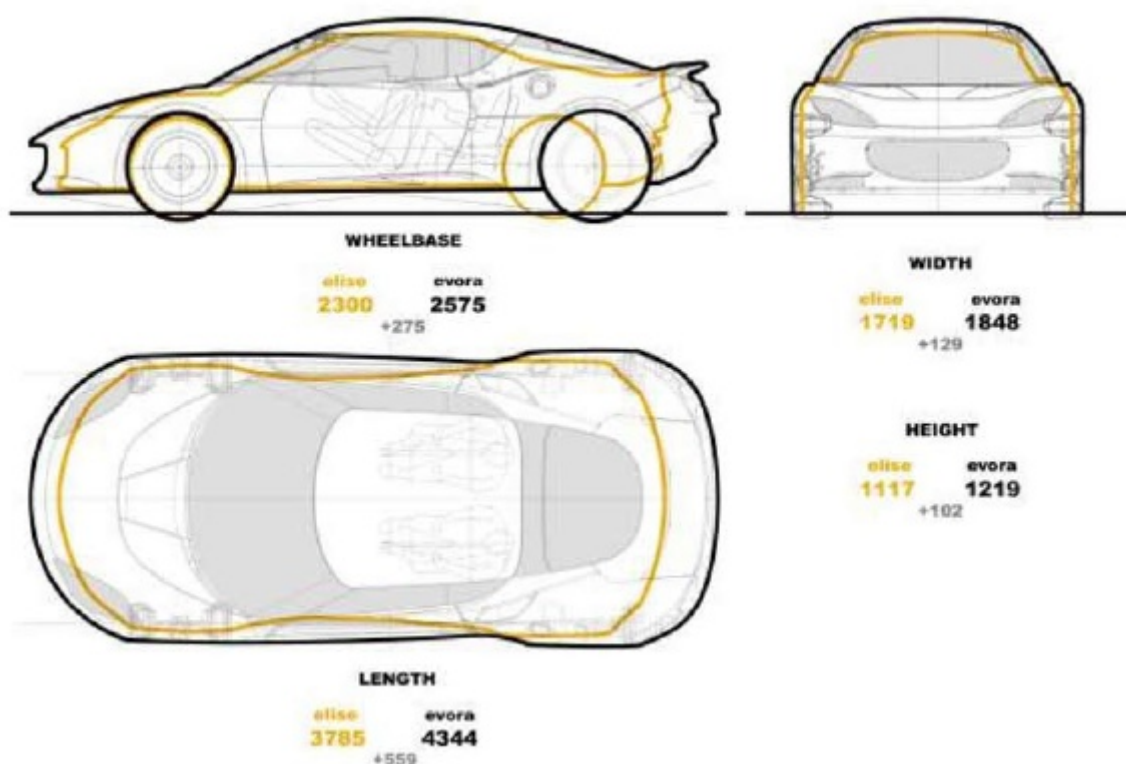


Obrázek 124 Kaipan 57 Průběh maximálního kombinovaného napětí

Při zatížení předního kola vyjde kombinované napětí v přední části větší než je mez kluzu materiálu S235JRH. Pokud by nastalo mezní zatížení, mohlo by dojít k porušení přední části karoserie. Karoserie je ještě v zadní části zaplechována, což zvyšuje její tuhost, a tím by ve skutečnosti mohlo dojít v přední části ještě ke zvýšení kombinovaného napětí.

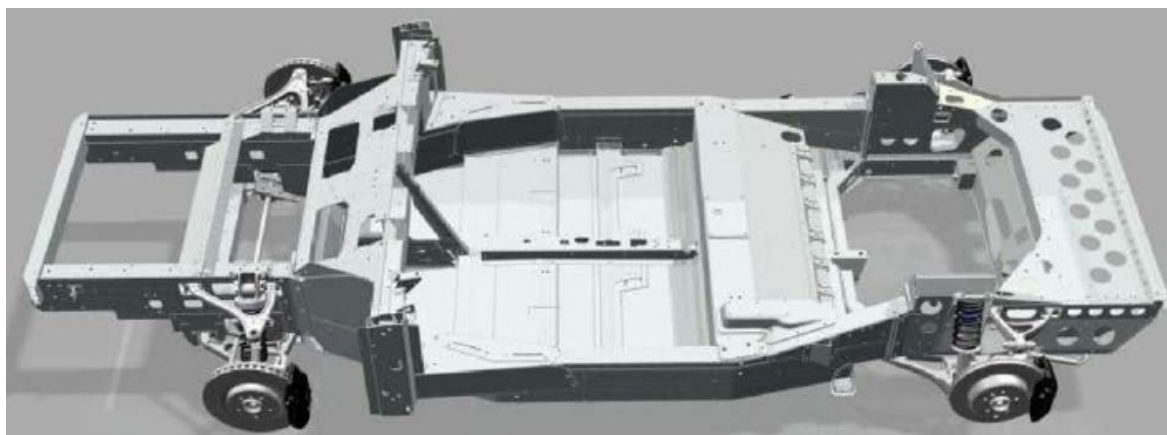
## Příloha C: Automobil Lotus Evora

Pro tento automobil jsou informace převzaty ze stránek výrobce a slouží pouze k porovnání nově vzniklého rámu.



Obrázek 125 Evora - Rozměry automobilu Evora ve srovnání s automobilem Lotus Elise

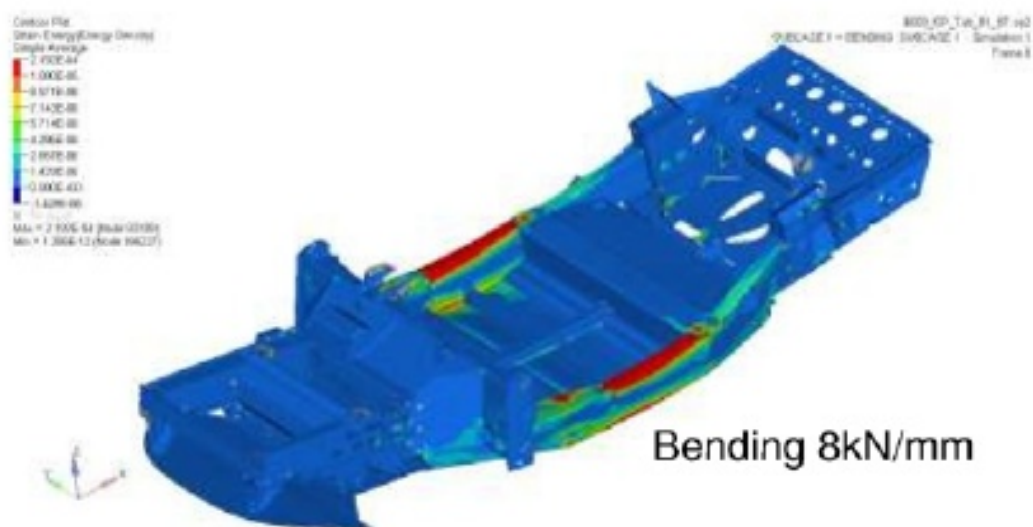
Karoserie se skládá ze slitiny hliníku, která je vyráběna z různých profilů, které jsou spojeny metodou lepení. Hmotnost rámu i se střechou je 285kg.



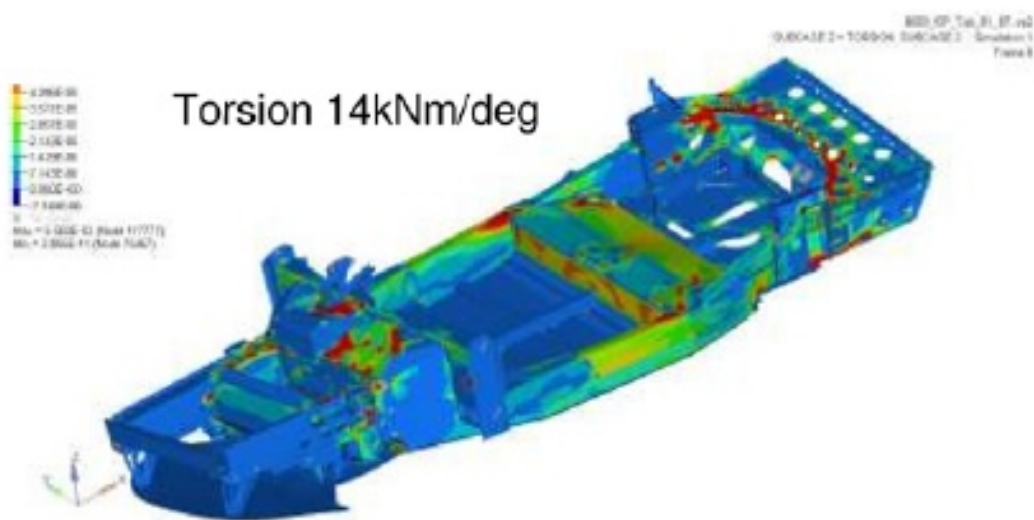
Obrázek 126 Evora - Profilová hliníková karoserie

## Výpočet pomocí metody konečných prvků

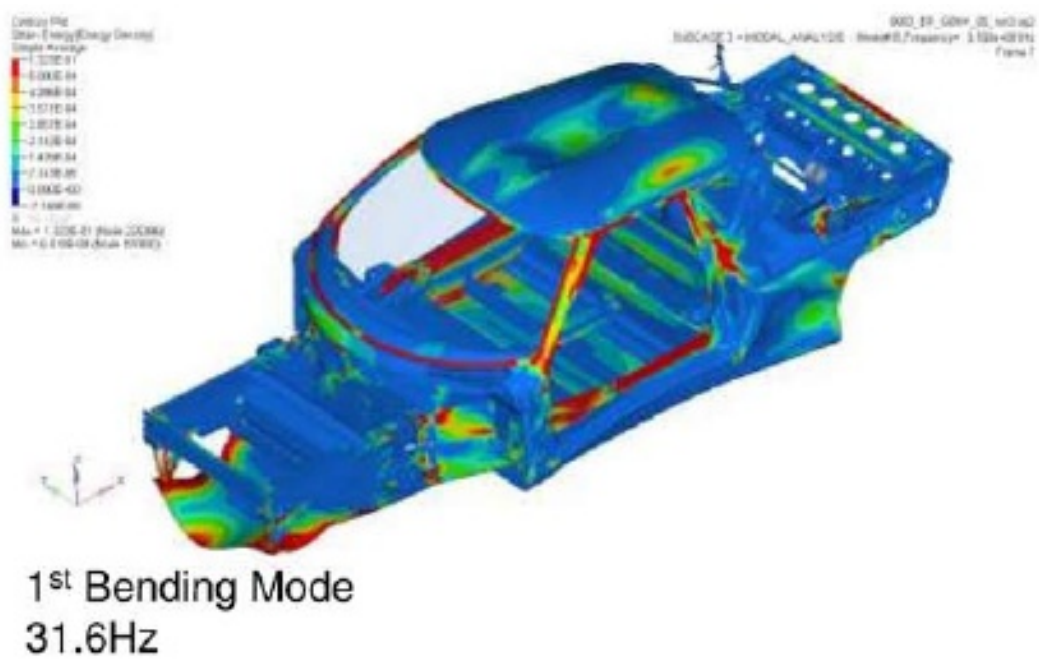
Výpočty rámu provádí firma Lotus pomocí programů: LS Dyna3d and Oasys, Nastran, Hypermesh/Optistruct, MSC/Fatigue [20].



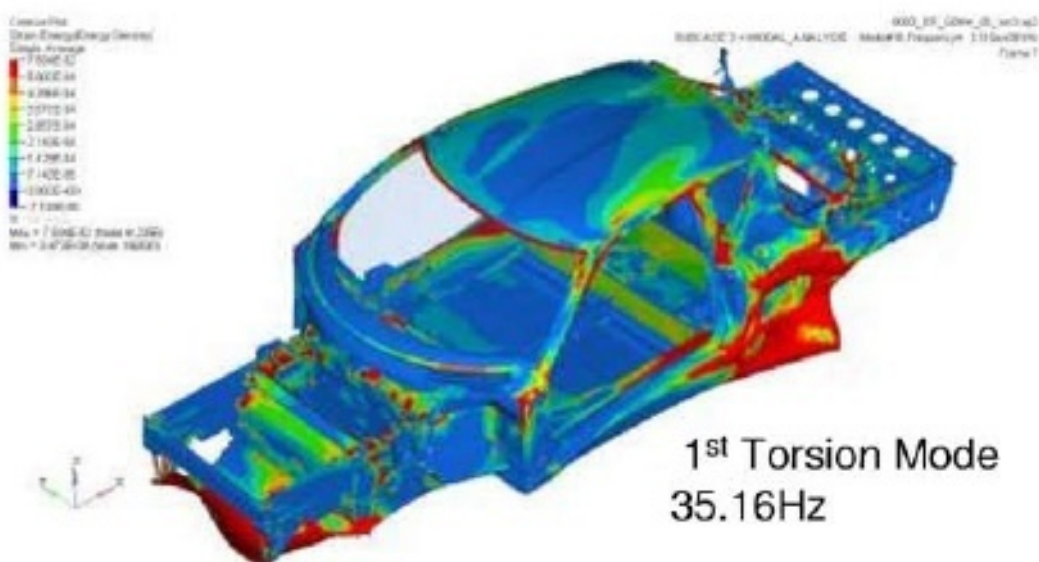
Obrázek 127 Evora - Tuhost rámu v ohybu



Obrázek 128 Evora - Tuhost rámu v torzi



Obrázek 129 Evora - První vlastní ohybový mód 31,6 Hz



Obrázek 130 Evora - První vlastní torzní mód 35,16 Hz